

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(институт)
Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль))

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

на тему: **Переднеприводный легковой автомобиль 2-го класса.
Модернизация коробки передач**

Студент(ка)	<u>О.Д. Вечканов</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
Руководитель	<u>к.т.н., доцент В.М. Скутнев</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
Консультанты	<u>к.т.н., доцент Д.Ю. Воронов</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
	<u>к.э.н., доцент Л.Л. Чумаков</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
	<u>к.т.н., доцент А.Н. Москалюк</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
Нормоконтроль	<u>д.т.н., профессор А.Г. Егоров</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>

Допустить к защите

Заведующий кафедрой к.т.н., доцент А.В. Бобровский
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« _____ » июня 2016г.

Тольятти 2016

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой «Проектирование и
эксплуатация автомобилей»
_____ А.В. Бобровский
«02» февраля 2016 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент Вечканов Олег Дмитриевич

1. Тема Переднеприводный легковой автомобиль 2 кл. Модернизация
коробки передач

2. Срок сдачи студентом законченного проекта « 01 » июня 2016 г.

3. Исходные данные к дипломному проекту: кол. формула 4×2; число мест 5; собственная масса $m_0 = 1088\text{кг}$; коэффициент сопротивления качению $f_0 = 0,014$; макс. уклон дороги $i_{\max} = 0,20$; максимальная скорость $V_{\max} = 175\text{км/ч}$ (48,61м/с); коэфф. аэродинамического сопротивления $C_x = 0,34$; максимальная частота вращения колен вала $\omega_{e\max} = 586,4\text{рад/с}$; лобовая площадь $H = 1,91\text{м}^2$.

Цель проекта: Модернизация коробки передач для улучшения динамики разгона на низших передачах и топливной экономичности на высшей передаче

4. Содержание дипломного проекта (перечень подлежащих разработке вопросов):

Аннотация

Введение

1. Состояние вопроса

- Назначение агрегата или системы
- 1.1. Требования, предъявляемые к конструкции агрегата или системы.
- 1.2. Классификация конструкций агрегата или системы
- 1.3. Обзор и тенденции развития конструкции агрегата или системы.
- 1.4. Выбор и обоснование принятого варианта конструкции (предварительное).

2. Защита интеллектуальной собственности

(предусмотрено/не предусмотрено) Руководитель _____

3. Конструкторская часть

- 3.1. Тягово-динамический расчет автомобиля
- 3.2. Выбор компоновочной схемы объекта.
- 3.3. Кинематические, динамические и др. расчеты.

- 3.4. Выбор деталей, подлежащих расчету, определение нагрузочных режимов.
3.5. Расчет деталей (на прочность, износостойкость, нагрев и т.п.) и выбор материалов деталей.
3.6. Разработка вспомогательных механизмов (для охлаждения, обогрева, смазки, защиты от загрязнений, сигнализации предельного значения параметра и т.д.).

4. Технологическая /Исследовательская часть: разработка технологии сборки коробки передач

5. Анализ экономической эффективности объекта: расчет затрат на производство коробки передач и безубыточного объема производства

6. Безопасность и экологичность технического объекта: разработка мероприятий по обеспечению безопасности и экологичности технического объекта

Заключение

Список литературы

Приложения: - *Графики тягово-динамического расчета*
- *Спецификации*

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала:

Автомобиль. Общий вид. 1 лист ф. А1
Графики тягово-динамического расчета 1 лист ф. А1
Сборочные чертежи листов формата
Детализовка листов формата А1
Технологическая схема сборки разрабатываемого узла 1 лист ф. А1
Показатели экономической эффективности объекта 1 лист ф. А1

6. Консультанты по разделам

Технологическая часть _____/Д.Ю. Воронов/

Анализ экономической эффективности объекта _____/Л.Л. Чумаков/

Безопасность и экологичность технического объекта

_____/А.Н Москалюк/

7. Дата выдачи задания «02» февраля 2016 г.

Руководитель выпускной
квалификационной работы

В.М. Скутнев

Задание принял к исполнению

О.Д. Вечканов

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ
Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой «Проектирование
и эксплуатация автомобилей»
_____ А.В. Бобровский
(подпись) (И.О. Фамилия)
«02» февраля 2016г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения дипломного проекта

Студента Вечканова Олега Дмитриевича

по теме Переднеприводный легковой автомобиль 2 кл. Модернизация коробки передач

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
1. Состояние вопроса	14.04.2016			
2. Тяговый расчет	14.04.2016			
3. Патентное исследование	20.04.2016			
4. Расчет проектируемого механизма	25.04.2016			
5. Чертежи деталей механизмов и узлов	25.04.2016			
6. Технологическая часть	25.04.2016			
7. Экономическая часть	30.04.2016			
8. Безопасность и экологичность объекта	30.04.2016			
9. Сдача готовых ВКР на предварительную проверку	04.05.2016			
10. Предварительная защита	01.06.2016			

Руководитель дипломного проекта

_____ (подпись)

В.М. Скутнев

_____ (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

_____ (подпись)

О.Д. Вечканов

_____ (И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте на тему «Переднеприводный автомобиль 2-го класса. Модернизация коробки передач» произведена модернизация базовой 5-ти ступенчатой коробки передач ВАЗ-2170, посредством изменения значений передаточных чисел второй, третьей и пятой ступеней коробки передач с целью улучшения динамичности автомобиля в городском режиме движения и экономичности при равномерном движении за городом. Для оценки представленной конструкции будет проведено технико-экономическое обоснование проекта, тягово-динамический и прочностной расчеты.

Для более полного ознакомления с возможностями данной модификации определены, тяговый баланс, мощностной баланс, динамический фактор, время и путь разгона, топливная экономичность. В экономической части проведена оценка конструкторских показателей надежности и долговечности, оценка общественной значимости проекта и определена производственная стоимость коробки переключения передач.

В проекте разработаны технологические процессы сборки коробки передач и изготовления модернизированных деталей, мероприятия по промышленной безопасности и экологии.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	8
1 Состояние вопроса	9
1.1 Назначение коробки передач и предъявляемые к ней требования	9
1.2 Классификация коробок передач	11
1.3 Обзор известных конструкций коробок передач	15
1.4 Обоснование и описание выбранного варианта коробки передач	21
2 Защита интеллектуальной собственности	22
3 Конструкторская часть	23
3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля	23
3.1.1 Исходные данные	23
3.1.2 Определение параметров автомобиля, двигателя и трансмиссии	23
3.1.3 Расчёт показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности для передаточных чисел серийного автомобиля	29
3.1.4 Расчёт показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности для автомобиля с модернизированной коробкой передач	40
3.1.5 Выводы	46
3.2 Выбор компоновочной схемы коробки передач	46
3.3 Расчёт деталей коробки передач	47
3.3.1 Выбор материала деталей коробки передач	47
3.3.2 Расчёт зубчатой передачи второй ступени коробки передач	47
3.3.3 Расчёт зубчатой передачи третьей ступени коробки	

передач	54
3.3.4 Расчёт зубчатой передачи пятой ступени коробки передач	60
3.3.5 Проверочный расчёт первичного вала на прочность	67
3.3.6 Расчёт шлицевого соединения на вторичном валу	71
4. Технологическая часть	73
4.1 Анализ изменений конструкции, приводящих к изменению технологии сборки	73
4.2 Разработка техпроцесса сборки коробки передач технологии сборки	73
4.2.1 Выбор и обоснование техпроцесса сборки коробки передач	73
4.2.2 Составление технологического маршрута сборки изделия	75
4.2.3 Технологический процесс сборки вторичного вала коробки передач	78
5 Экономическая часть	83
5.1 Расчёт себестоимости проектируемой коробки передач	83
5.1.1 Расчет статьи затрат «Сырье и материалы»	84
5.1.2 Расчет статьи затрат «Покупные изделия и полуфабрикаты»	85
5.1.3 Расчет статьи затрат «Основная заработная плата»	86
5.1.4 Расчет статьи затрат «Дополнительная заработная плата»	86
5.1.5 Расчет статьи затрат «Отчисления в страховые фонды»	86
5.1.6 Расчет статьи затрат «Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования»	87
5.1.7 Расчет статьи затрат «Цеховые расходы»	87
5.1.8 Расчет статьи затрат «Расходы на инструмент и оснастку»	87
5.1.10 Расчёт статьи затрат «Общезаводские расходы»	87
5.1.11 Расчет общезаводской себестоимости	87
5.1.12 Расчёт статьи «Коммерческие расходы»	87
	88

5.1.13	Расчёт полной себестоимости	
5.2	Расчёт точки безубыточности проекта	93
5.3	Расчёт коммерческой эффективности проекта	98
5.4	Анализ полученных экономических показателей и выводы	99
6	Промышленная безопасность и экология	101
6.1	Влияние изменений в коробке передач на комфорт и экологическую безопасность автомобиля	101
6.2	Перечень оборудования, установленного на участке обработки зубчатых колёс коробки передач	103
6.3	Анализ опасных и вредных производственных факторов при обработке вторичного вала коробки передач	104
6.4	Воздействие опасных и вредных производственных факторов на работающих	106
6.5	Мероприятия по снижению воздействия опасных и вредных производственных факторов	109
6.6	Требования безопасности, предъявляемые к оборудованию	112
6.7	Обеспечение пожаробезопасности на рабочем месте	114
6.8	Обеспечение электробезопасности	115
6.9	Расчёт искусственного освещения	116
6.10	Расчет защитного заземления	117
6.11	Микроклимат производственной среды и вентиляция	120
6.13	Экологическая экспертиза объекта	122
6.14	Защита работающих в чрезвычайных и аварийных ситуациях	123
	Заключение	125
	Список используемых источников	126
	Приложения	128
А	Графики тягово-динамического расчета	128
Б	Спецификации	136

ВВЕДЕНИЕ

Современный мир нельзя представить без легкового автомобиля, который давно стал средством передвижения и инструментом для обеспечения бюджетом семьи. Автомобиль сильно изменил с момента своего появления жизнь человека, создавая ее более динамичной. Вместе с тем, автомобиль привнес в окружающий нас мир и природу негативные последствия, связанные с ухудшением экологической обстановки. Но, автомобиль в наши дни это не просто транспортное средство, помогающее человеку совершить перемещение из точки А в точку В, но и работа, отдых развлечение, дом и ещё многое другое. И в этой связи потребитель становится всё более требовательным к предлагаемому ему автомобилю, что служит существенному ужесточению конкуренции на современном рынке автомобилестроения.

Поэтому, для обеспечения конкурентоспособности производимых автомобилей, встаёт вопрос о повышении эффективности их использования и экономичности в эксплуатации. Для этого проводятся постоянные работы по совершенствованию конструкции и улучшению характеристик автомобиля, в том числе и трансмиссии. Одним из направлений такой работы является поиск оптимального ряда передаточных чисел агрегатов трансмиссии, позволяющие добиться повышения показателей динамики, а при необходимости снижения потребления топлива и уменьшения токсичности выхлопов.

Целью данного дипломного проекта является модернизация коробки передач автомобиля ВАЗ – 2170 с целью повышения динамичности его работы при разгоне и экономичности при равномерном движении на высоких скоростях.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение коробки передач и предъявляемые к ней требования

Механическая коробка передач (МКП) предназначена для преобразования крутящего момента и скорости вращения, развиваемых двигателем, с целью получения различных тяговых усилий и скоростей вращения на ведущих колесах, что необходимо при трогании с места и разгоне автомобиля, при движении в различных дорожных условиях и при маневрировании автомобиля с возможно малой скоростью. Кроме того, коробка передач должна обеспечивать возможность движения задним ходом и отсоединения работающего двигателя от трансмиссии автомобиля. Необходимость преобразования крутящего момента определяется характером изменения крутящего момента двигателя внутреннего сгорания. Для этого устанавливают коробку передач, изменяя передаточное число в которой можно получить изменение крутящего момента в нужном диапазоне.

К коробкам передач автомобилей, как указано в работах [1],[2], предъявляют следующие требования:

- 1) обеспечение необходимых динамических и экономических качеств;
- 2) наличие нейтрального положения для возможности длительного отсоединения двигателя от силовой передачи;
- 3) простота и удобство управления;
- 4) бесшумность работы;
- 5) высокий коэффициент полезного действия (КПД);
- 6) высокая надежность и простое техническое обслуживание;
- 7) несложная конструкции и малозатратное изготовление, а также минимальные веси габаритные размеры.

Кроме того, коробка передач должна обеспечивать возможность запуска двигателя путем буксировки автомобиля и торможения двигателем без

выключения передачи. В ряде случаев должна обеспечиваться возможность отбора мощности.

Необходимые динамические и экономические качества коробки передач определяются количеством передач и значениями передаточных чисел. Так применение ускоряющей передачи с передаточным отношением 0,65—0,8, используемой при движении по дорогам с хорошим покрытием, снижает число оборотов вала двигателя на 1 км пути, что способствует уменьшению его износа и снижает расход топлива.

Передаточное число заднего хода должно обеспечивать, наряду с обеспечением возможности маневрирования с минимальной скоростью, создавать на ведущих колесах высокое тяговое усилие, которое бы в экстремальных условиях обеспечило возможность преодоления повышенных сопротивлений движению.

Возможность длительного отсоединения двигателя от трансмиссии без выключения сцепления в механических ступенчатых коробках передач обеспечивается легко, что объясняет достаточно высокую популярность МКП. В гидромеханической трансмиссии (ГМП) из-за действия гидротрансформатора водитель при включенной коробке удерживает автомобиль тормозами, т.к. не обеспечивается полное отсоединение двигателя от ведущих колес.

Бесшумность работы коробки передач обеспечивается применением косозубых шестерен постоянного зацепления, а включение передач синхронизаторами исключает скрежет зубьев шестерен.

Шестеренчатая коробка передач имеет достаточно высокий КПД, составляющий, по мнению авторов работ [3], [4], при передаче полной мощности $\eta = 0,95 \dots 0,98$, что выше КПД планетарных коробок передач с гидротрансформатором, у которых он опускается до $\eta = 0,85 \dots 0,90$.

Автомобильная МКП должны надежно работать в широком диапазоне температур окружающей среды. Их проверяют на работоспособность в условиях от минус 60° до плюс 40°. При этом считается, пробег 100-200 тысяч километров без капитального ремонта, вполне достижим без особых вмешательств. Установка синхронизаторов позволяет избежать износа зубьев основных шестерен. Однако отмечается повышенный износ конусных колец и зубьев подвижной муфты синхронизатора.

Многолетняя практика производства легковых автомобилей показала, что МКП, в силу своей простоты конструкции и низкой себестоимостью изготовления завоевала большую популярность, что определило достаточно большие программы ее производства.

1.2 Классификация коробок передач

По наличию ступеней коробки передач, согласно классификации в работе [2], исполняются трех типов: бесступенчатые, вид которых приведен на рисунках 1.1 и 1.2, ступенчатые, изображенные рисунком 1.3, и комбинированные, вид которых приведен на рисунке 1.4. В качестве бесступенчатых передач чаще всего используются вариаторы: клиноременный, изображенный на рисунке 1.1 и торовый, представленный рисунком 1.2.

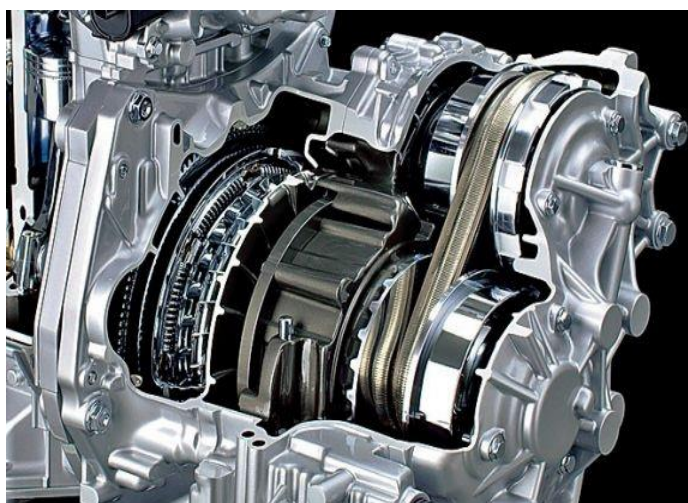


Рисунок 1.1 - Клиноременный вариатор

По способу преобразования крутящего момента коробки передач применяют следующих типов:

- 1) механические – шестеренчатые, представленные рисунком 1.3, и фрикционные, представленные рисунками 1.1 и 1.2;
- 2) гидравлические - гидрообъемные и гидродинамические;
- 3) гидромеханические - сокращенно ГМП, вариант которой показан п на рисунке 1.4.

Из механических КП на легковых автомобилях устанавливают ступенчатые, шестеренные, приведенные на рисунке 1.3 и бесступенчатые в виде клиноременного вариатора, изображенные на рисунке 1.2.

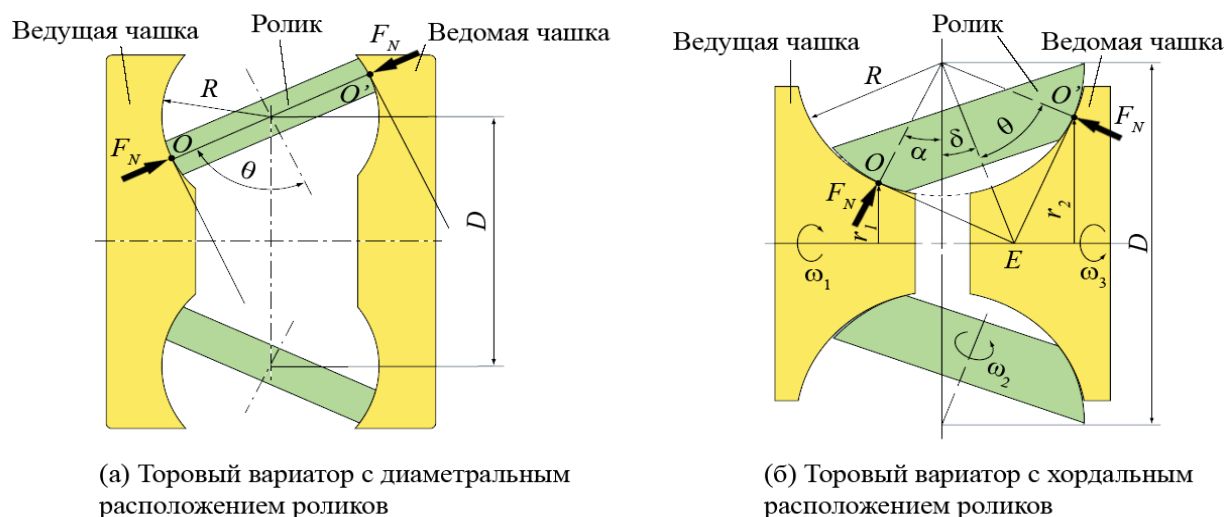


Рисунок 1.2 - Схема торового вариатора

Гидромеханическая трансмиссия, приведенная на рисунке 1.4, включают гидродинамический трансформатор (ГДТ) и механическую ступенчатую коробку передач (МКП), в которых бесступенчатое изменение передаточного числа формирует ГДТ. При автоматическом управлении такие коробки передач сокращенно называют АКП.

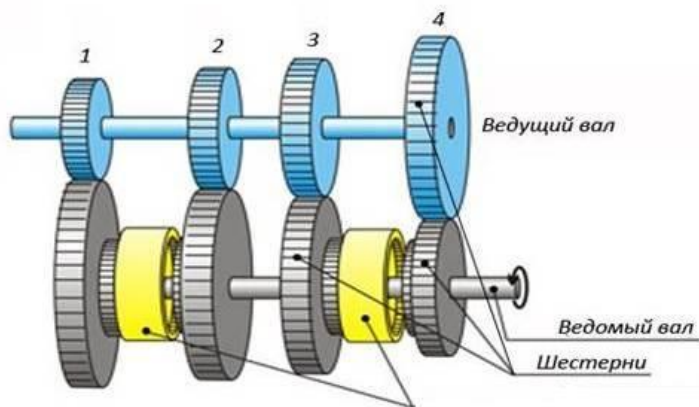


Рисунок 1.3 - Схема механической коробки передач

В чистом виде гидродинамические передачи получили небольшое применение, вследствие ограниченности максимального коэффициента трансформации. В работах [1], [2], [4] указано, что коэффициент трансформации достигает 3-х.



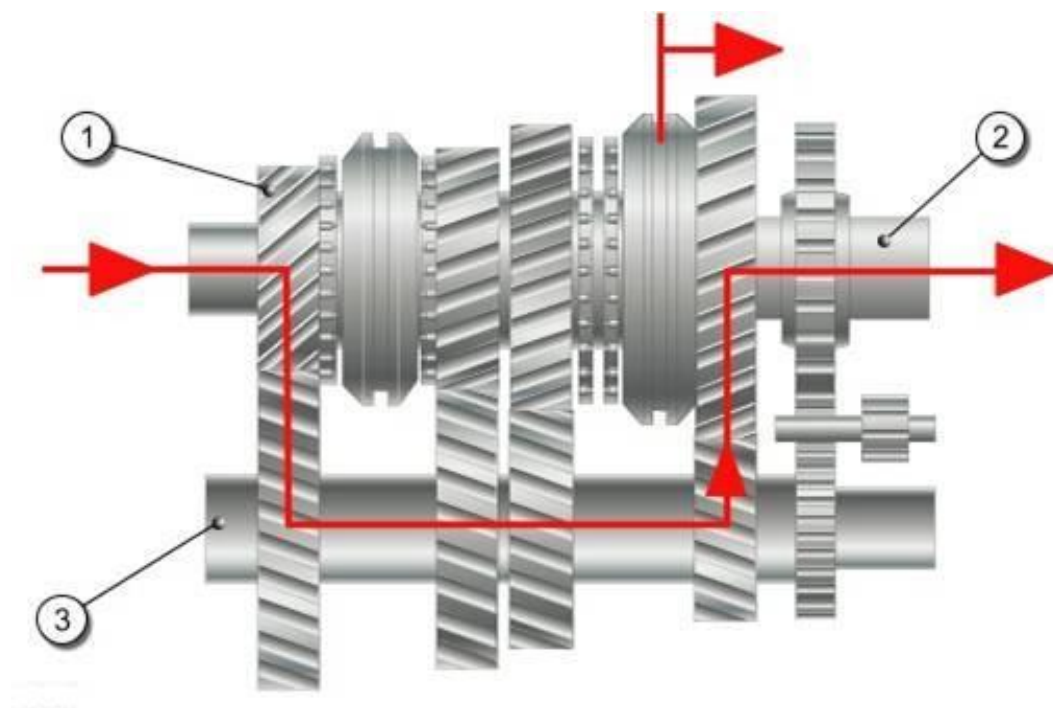
Рисунок 1.4 - Гидромеханическая КП

Значительно большее распространение имеют ГМП, поскольку ГДТ обеспечивает хороший разгон автомобиля. Преимуществами таких коробок передач являются: легкое управление и малая скорость движения, невозможность заглушить двигатель при перегрузках, плавность и быстрота разгона.

К недостатками следует отнести сложность конструкции и обслуживания и низкий КПД ГДТ. Так как в легковых автомобилях при применении гидротрансформатора увеличивали мощность двигателя, то практически это позволяло обходиться без гидротрансформатора на всех режимах, кроме разгона.

Облегчение управления и уменьшение ударных нагрузок при установке гидромеханической коробки передач в ряде случаев может оказаться решающим, например, для автомобилей высокой проходимости и для грузовых автомобилей большой грузоподъемности.

По числу валов МКП автомобилей исполняются трехвальными, соосными, которые приведены на рисунке 1.5, и двухвальными с параллельным расположением валов, приведенные на рисунке 1.3. При этом трехвальные КП в основном применяются на автомобилях классической компоновки, а двухвальные КП применяют на легковых автомобилях с передним приводом и на заднемоторных автомобилях с ведущими задними колесами. При этом двигатели могут располагаться как поперечно, так и продольно.



1 – первичный вал-шестерня; 2 – вторичный вал; 3 – промежуточный вал

Рисунок 1.5 - Схема трехвальной ступенчатой КП

1.3 Обзор конструкции механических коробок передач

Механические, ступенчатые коробки передач имеют, по мнению авторов работ [1], [2], [3], еще весьма большое применение на легковых автомобилях, в том числе и с переднеприводной компоновкой.

По числу ступеней такие КП могут быть четырех-, пяти- и многоступенчатые. При этом пяти- и шестиступенчатые КП спроектированы как на базе четырехступенчатой, у которой высшей передачей является четвертая, так и самостоятельно. В таких КП высшей передачей, при движении на которой достигается максимальная скорость, могут быть пятая или шестая передачи.

Для получения шести и более передач или ставят дополнительный редуктор с двумя передачами, позволяющий в комбинации с основной коробкой передач иметь удвоенное количество передач, либо добавлять еще передачи, увеличивая тем самым общий диапазон передаточных чисел КП.

По положению осей механические шестеренные коробки передач авторы работ [1], [4] разделяют на три основных типа: с подвижными осями шестерен или планетарные, один ряд которого приведен на рисунке 1.6, и с неподвижными осями шестерен, представленные рисунками 1.3 и 1.5, а так же комбинированные.

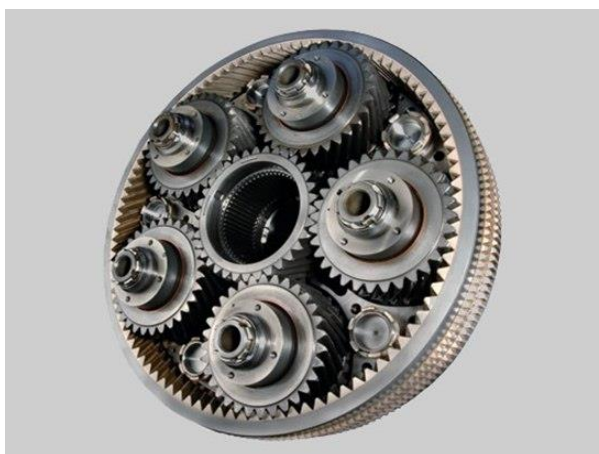


Рисунок 1.6 - Планетарный ряд, как элемент планетарной АКП

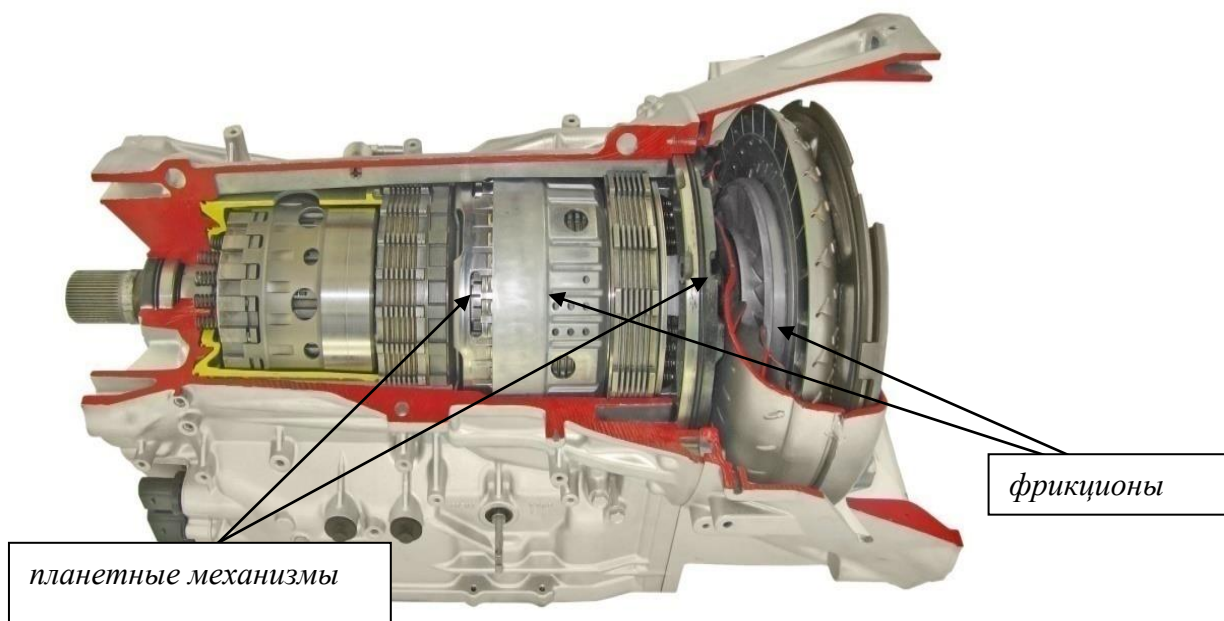


Рисунок 1.7 - Гидромеханическая коробка передач с автоматическим управлением

Наличие в планетарных коробках передач фрикционных элементов, обеспечивающих плавное и безударное переключение, упрощает управление, вследствие чего в гидромеханических коробках передач для механической части, имеющей обычно 3—4 передачи, планетарные схемы используются весьма часто в АКП, общий вид которой приведен на рисунке 1.7.

В МКП с неподвижными осями шестерен переключение осуществляют подвижными шестернями в передаче заднего хода и зубчатыми муфтами или синхронизаторами для включения передач движения вперед. В частности в базовой модели ВАЗ-2170 используется для включения заднего хода подвижная шестерня, а для включения передач движения вперед используются синхронизаторы.

По принципу управления авторы работ [2], [3] подразделяют коробки передач на следующие типы: автоматические, полуавтоматические, преселекторные, командного и непосредственного управления.

Автоматическое управление применяется в бесступенчатых передачах. В гидротрансформаторе автоматически изменяются обороты турбины при

изменении нагрузки или степени нажатия на педаль управления дроссельной заслонкой. В ГМП саморегулирование происходит только на диапазоне работы гидротрансформатора, а остальные передачи могут включаться либо автоматически с помощью специального автомата, либо водителем. В последнем случае коробка передач является полуавтоматической. При наличии преселекторного управления водитель предварительно выбирает нужную передачу, но само включение осуществляется только после дополнительного нажатия на специальную педаль или после отпускания педали управления дроссельной заслонкой.

При командном управлении водитель перемещает рычажок на рулевой колонке, включающий соответствующий контакт, в результате чего электродвигатель осуществляет переключение передачи. Рычаг переключения передач при непосредственном управлении устанавливают либо вблизи коробки передач на полу салона, либо смещенным в другое место с дистанционным приводом управления. В автомобилях обычно применяют четырех- и пятиступенчатые коробки передач и реже шестиступенчатые [. Коробки передач с меньшим числом передач устанавливают лишь на автомобилях с двигателями, имеющими высокий коэффициент приспособляемости.

Четырехступенчатые коробки передач с шестернями постоянного зацепления нашли большое распространение. По мнению авторов работ [1], [4], самые применимые схемы КП на легковых автомобилях двухвалные и трехвалные соосные. Так на рисунке 1.8 приведена двухвальная, полностью синхронизированная КП, устанавливаемая на первых переднеприводных автомобилях ВАЗ, в частности на автомобилях ВАЗ-2109.

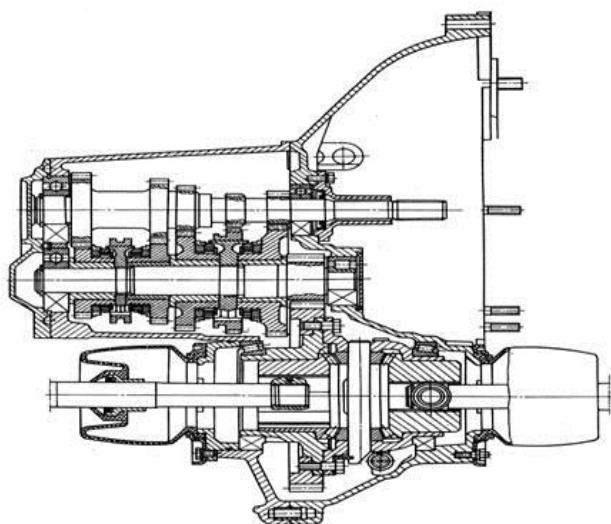


Рисунок 1.8 - Двухвальная четырехступенчатая КП автомобиля ВАЗ-2109

На рисунке 1.9 приведена четырехступенчатая, трехвальная, синхронизированная КП, устанавливаемая на семействе автомобилей ВАЗ классической компоновки..

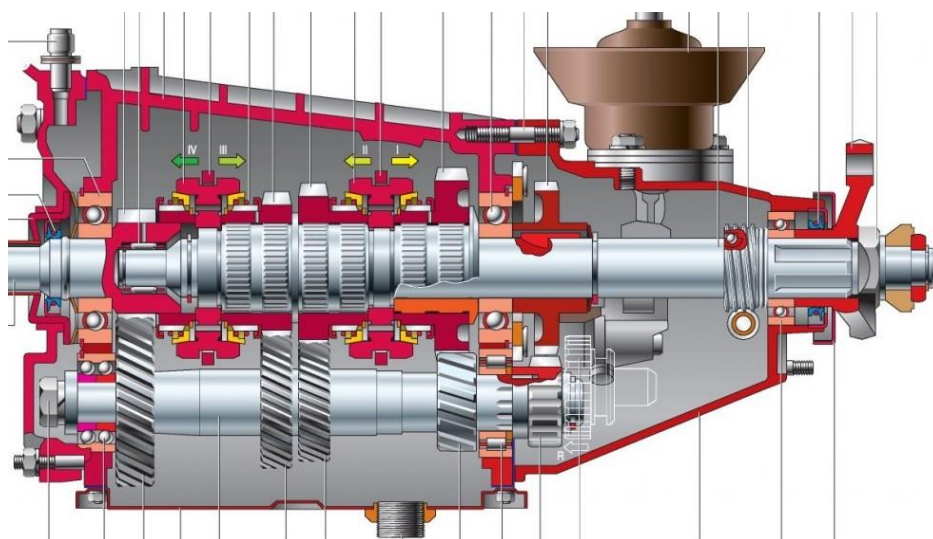


Рисунок 1.9 - Трехвальная четырехступенчатая КП автомобиля ВАЗ-2106

Вместе с тем, чем больше пар шестерен находится в постоянном зацеплении, тем больший момент инерции приходится преодолевать при переключении шестерен, т.е. тем больше нагрузка, действующая на зубья или трущиеся элемента синхронизаторов. Поэтому шестерни заднего хода,

включаемой при неподвижном автомобиле и весьма мало используемой, часто делают скользящими.

Пятиступенчатые коробки передач. Высшая, пятая передача делается либо ускоряющей, либо прямой. Обе модификации можно получить, сохранив конструкцию коробки передач и изменяя лишь передаточные числа. Наибольшее возможное число синхронизируемых передач определяется числом пар шестерен постоянного зацепления. Двухвальная пятиступенчатая КП, представленная на рисунке 1.10, широко применяется на переднеприводных автомобилях ВАЗ. На рисунке 1.11 представлена трехвальная пятиступенчатая КП, устанавливаемая на автомобилях ВАЗ с приводом на задние колеса. Такие коробки передач имеют синхронизаторы на всех передачах движения вперед.

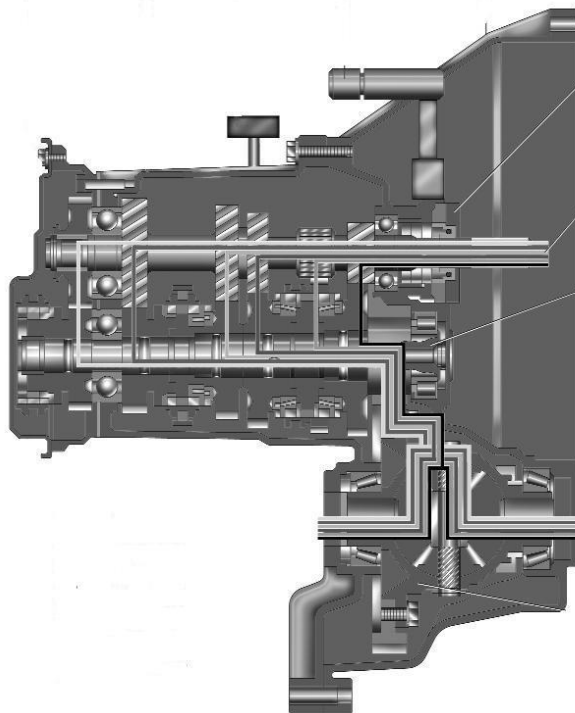


Рисунок 1.10 - Двухвальная пятиступенчатая КП автомобилей ВАЗ

В пятиступенчатых МКП с ускоряющей шестерней ведущего вала должна быть больше ведомой шестерни ускоряющей передачи, что сужает возможность роста передаточного отношения зубчатой пары. В четырехступенчатых коробках с подвижными шестернями это сделать легче, поэтому там передаточное отношение зубчатой пары первой передачи

сравнительно невелико, а передаточное число шестерен привода промежуточного вала увеличено. В свою очередь на повышение прочности зубьев шестерен снижение передаточного числа привода промежуточного вала влияет положительно. Это снижение обусловлено увеличением начального радиуса шестерни ведомого вала и уменьшением, соответственно, окружной силы.

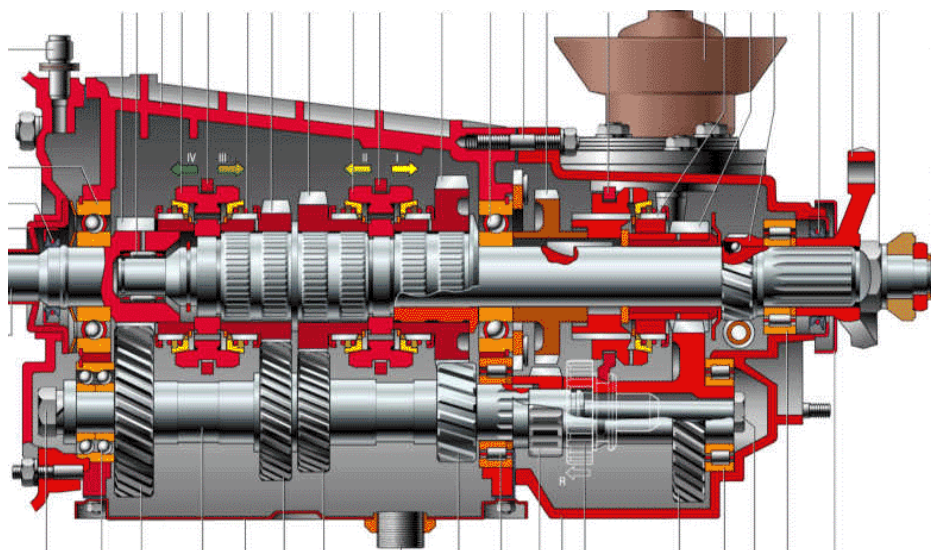


Рисунок 1.11 - Трехвальная пятиступенчатая КП автомобиля ВАЗ-21074

Валы коробок передач в картере устанавливают так, чтобы они располагались в вертикальной плоскости. За счет этого удается повысить жесткость самого картера при действии вертикальных нагрузках. Прочность и бесшумность коробки передач в большой степени зависит от жесткости валов и расположения опор.

Синхронизаторы переключения передач располагают обычно на ведомом валу, а механизм управления в крышке коробки передач, что упрощает привод от рычага коробки к механизму переключения. При переднеприводной компоновке автомобиля дистанция между рычагом переключения передач и механизмом переключения увеличивается, а конструкция управления МКП усложняется. В некоторых конструкциях коробок передач жесткость валов увеличена введением дополнительных опор.

1.4 Обоснование и описание выбранного варианта коробки передач

При установлении целесообразности разработки новой техники за базу принимается 5-ти ступенчатая коробка передач ВАЗ-2170. В настоящее время данная коробка передач устанавливалась на серийные автомобили семейств ВАЗ-2110 и ВАЗ-2108, в том числе ВАЗ-2114 и ВАЗ-2115.

Базовый вариант зарекомендовал себя технически надежным и долговечным, с хорошими эксплуатационными качествами. Однако появление в модельном ряду АО «АвтоВАЗ» автомобилей с повышенной мощностью двигателя, вызвало необходимость модернизации существующей коробки передач с целью более рационального использования потенциала двигателя. Отличительной особенностью представленного дипломного проекта является сохранение общей компоновочной схемы базовой коробки передач, что в свою очередь позволяет снизить затраты на усовершенствование, а унификация производства помогает избежать затруднений в обеспечении запасными частями эксплуатируемых автомобилей предшествующего периода выпуска.

Необходимость модернизации конструкции коробки передач в выбранном проектом направлении возникает в связи с ужесточением международных норм по токсичности, связанных с увеличением числа эксплуатируемого транспорта и как следствие ухудшение экологической обстановки. К тому же внедрение новой модификации непосредственно повлияет на повышение конкурентоспособности и увеличение рынка сбыта, обусловленных желанием потенциальных покупателей иметь динамичный в городских условиях эксплуатации и экономичный за городом автомобиль.

2 Защита интеллектуальной собственности

Не предусмотрена заданием на выполнение дипломного проекта

3 Конструкторская часть

3.1 Тягово-динамический расчет автомобиля

3.1.1 Исходные данные

Число ведущих колес, $n_k = 2$.

Собственная масса, $m_o = 1088$ кг.

Количество мест 5.

Максимальная скорость, $V_{max} = 48,61$ м/с.

Максимальная частота вращения колен. вала, $\omega_{max} = 586,4$ рад/с.

Минимальная частота вращения коленчатого вала, $\omega_{min} = 83,8$ рад/с.

Коэффициент аэродинамического сопротивления, $C_x = 0.34$.

Величина максимально преодолеваемого подъема, $\alpha_{max} = 0.20$.

Коэффициент полезного действия трансмиссии $\eta_{TP} = 0.95$.

Площадь поперечного сечения, $H = 1,91$ м²

Коэффициент сопротивления качению, $f_{ko} = 0.014$.

Число передач в коробке передач, 5.

Плотность воздуха, $\rho = 1,293$ кг/м³

Плотность топлива, $\rho_t = 0,72$ кг/л.

При проведении тягово-динамического расчета автомобиля использовались учебные пособия [5],[6].

3.1.2 Определение параметров автомобиля, двигателя и трансмиссии

а) определение полного веса и его распределение по осям:

$$G_A = G_o + G_{II} + G_B, \quad (3.1)$$

где G_o - собственный вес автомобиля;

G_n - вес пассажиров;

G_o - вес багажа;

$$G_o = m_o \cdot g = 1088 \cdot 9,807 = 10670 \text{ Н};$$

$$G_{II} = G_{II1} \cdot 5 = m_{II1} \cdot g \cdot 5 = 75 \cdot 9,807 \cdot 5 = 3678 \text{ Н};$$

$$G_B = G_{B1} \cdot 5 = m_{B1} \cdot g \cdot 5 = 10 \cdot 9,807 \cdot 5 = 490 \text{ Н};$$

$$G_A = 10670 + 3678 + 490 = 14838 \text{ Н}; \quad G_1 = G_A \cdot 49 = 14838 \cdot 49 = 7271 \text{ Н};$$

$$G_2 = G_A \cdot 51 = 14838 \cdot 51 = 7567 \text{ Н}.$$

б) подбор шин

На автомобиле установлены радиальные шины 185/65 R14.

$$r_k = r_{CT} = (0.5 \cdot d + \kappa \cdot \lambda \cdot B) \cdot 10^{-3}, \quad (3.2)$$

где r_k – радиус качения колеса;

r_{CT} – статический радиус колеса;

$B = 185$ – ширина профиля, мм;

$\kappa = 0.65$ – отношение высоты профиля к ширине профиля;

$d = 355.6$ – посадочный диаметр, мм;

$\lambda = 0.85$ – коэффициент типа шины.

$$r_k = r_{CT} = (0,5 \cdot 355.6 + 0.65 \cdot 0.85 \cdot 185) \cdot 10^{-3} = 0.280 \text{ м}$$

в) определение передаточного числа главной передачи:

$$U_0 = \frac{r_k}{U_K} \cdot \frac{\omega_{MAX}}{V_{MAX}}, \quad (3.3)$$

где U_K - передаточное число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость.

Примем значение передаточное число высшей передачи КП равным 0,780; $U_0 = (0.280 \cdot 650) / (0.780 \cdot 48.61) = 4.800$.

г) внешняя скоростная характеристика двигателя

Исходя из необходимости достижения максимального момента двигателя $M_{MAX} = 145$ Нм, примем значение максимальной мощности двигателя равным $N_{MAX} = 71813$ Вт.

Внешнюю характеристику двигателя с достаточной точностью можно определить по формуле Лейдермана. Значения мощности вносим в таблицу 3.1.

$$N_e = N_{MAX} \cdot \left[C_1 \frac{\omega_e}{\omega_N} + C_2 \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (3.4)$$

где $C_1 = C_2 = 1$ - коэффициенты характеризующие тип двигателя.

Определяем значения крутящего момента по формуле и вносим в таблицу 3.1:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad (3.5)$$

Таблица 3.1 - Внешняя скоростная характеристика

Обороты двигателя, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Мощность, кВт	M_e , Нм
0	84	13.9	132.3
1150	120	20.1	137.0
1500	157	26.5	140.6
1850	194	33.0	143.1
2200	230	39.4	144.6
2550	267	45.6	145.0
2900	304	51.4	144.4
3250	340	56.8	142.6
3600	377	61.5	139.9
3950	414	65.5	136.0
4300	450	68.7	131.1
4650	487	70.8	125.2
5000	524	71.8	118.2
5350	560	71.4	109.9
5600	586	70,1	103.3

Между оборотами коленчатого вала двигателя в об/мин и его угловой скоростью в рад/сек имеется связь:

$$n_e = \frac{30 \cdot \omega_e}{\pi}. \quad (3.6)$$

По данным таблицы 3.1 строим внешнюю скоростную характеристику двигателя, представленную в Приложении А на рисунке А.1.

д) определение передаточных чисел коробки передач

Передаточное число первой передачи определяется по заданному максимальному дорожному сопротивлению и максимальному динамическому фактору на первой передаче. В соответствии с этим должны выполняться следующие условия:

$$U_1 \geq \frac{G_A \cdot \psi_{MAX} \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0}; \quad (3.7)$$

где ψ_{MAX} - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля с учётом вычтены преодолеваемого подъёма

$$\psi_{MAX} = f_{V_{max}} + \alpha_{MAX} = \psi_V + \alpha_{MAX}. \quad (3.8)$$

$$\psi_{MAX} = 0.031 + 0.20 = 0.231$$

$$U_1 \geq 14838 \cdot 0.231 \cdot 0.280 / (145.0 \cdot 0.95 \cdot 4.800) = 1.449$$

$$U_1 \leq \frac{G_{сц} \cdot \varphi \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0}, \quad (3.9)$$

где $G_{сц}$ - сцепной вес автомобиля $G_{сц} = G_1 \cdot m_1 = 7271 \cdot 0,9 = 6544$ Н;

m_1 - коэффициент перераспределения нагрузки на передние колёса);

φ - коэффициент сцепления, $\varphi = 0.8$.

$$U_1 \leq 6544 \cdot 0.8 \cdot 0.280 / (145.0 \cdot 0.95 \cdot 4.800) = 2.217.$$

Примем значение первой передачи равным: $U_1 = 2.200$.

Значения промежуточных ступеней КП рассчитываются на основании закона геометрической прогрессии. Знаменатель для каждой из пар геометрической прогрессии равен:

$$q = (U_1 / U_5)^{1/4} = (2.200 / 0.780)^{1/4} = 1.296; U_2 = U_1 / q = 2.200 / 1.296 = 1.698;$$
$$U_3 = U_2 / q = 1.698 / 1.296 = 1.310; U_4 = U_3 / q = 1.310 / 1.296 = 1.011; U_5 = 0.780.$$

е) определение передаточных чисел модернизируемой коробки

При выборе значений передаточных чисел трансмиссии для автомобиля ВАЗ-2170 рассмотрим две задачи требующие решения:

- 1) улучшение динамичности разгона автомобиля;
- 2) повышение экономичности при равномерном движении на высоких скоростях (от 70 км/ч до 110 км/ч).

При этом будем руководствоваться стремлением сохранить неизменной общую компоновочную схему коробки передач, а также обеспечить минимальные конструктивные изменения хорошо зарекомендовавшей себя в эксплуатации серийной коробки передач.

Значения передаточных чисел серийной коробки передач ВАЗ-2170 приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2

U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_0
3,63	1,95	1,36	0,94	0,78	3,90

Показатели тягово-динамических свойств автомобиля определяют в первую очередь первые три передачи коробки передач, исходя из чего можно сделать вывод, что за счёт подбора значений передаточных чисел данных ступеней можно улучшить динамичность автомобиля.

Учитывая желательность сохранения неизменными компоновочных параметров проектируемой коробки передач, значение передаточного числа первой передачи примем равным серийному 3,63. Значения же второй и третьей передачи определим исходя из геометрической прогрессии, учитывая, что значение передаточного числа четвёртой передачи также принимаем равным серийному – 0,940:

$$q = (U_1 / U_4)^{1/3} = (3,63 / 0,94)^{1/3} = 1,569; \quad U_2 = U_1 / q = 3,63 / 1,596 = 2,314;$$

$$U_3 = U_2 / q = 2,314 / 1,596 = 1,4747.$$

Пятая передача является экономичной передачей и в первую очередь характеризует топливно-экономические свойства автомобиля при движении на высоких скоростях движения. При этом, чем выше значение её передаточного числа, тем выше путевой расход топлива автомобиля при равномерном движении.

Таким образом, для улучшения экономичности автомобиля при равномерном движении на высоких скоростях уменьшим значение передаточного числа пятой передачи, изменив его с 0,78, что соответствует серийной коробке передач, на 0,65.

Однако полученные в результате проведённых расчётов значения передаточных чисел второй третьей и пятой ступеней коробки передач являются теоретическими и требуют уточнения.

Для этого воспользуемся данными таблицы 3.4 в которой приведены реализуемые на практике значения передаточных чисел, рассчитанные исходя из возможных значений числа зубьев ведущих и ведомых шестерен коробки передач.

В соответствии с таблицей 3.2 примем значение передаточного числа второй передачи равным 2,313 (число зубьев ведущей шестерни – 16, ведомой – 37); третьей передачи – 1,478 (число зубьев ведущей шестерни – 23, ведомой – 34); пятой передачи – 0,65 (число зубьев ведущей шестерни – 40, ведомой – 26).

Значения передаточных чисел модернизированной коробки передач приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_0
3,63	2,313	1,478	0,94	0,65	3,90

Приведем расчёт для сравнения тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля с серийным рядом передаточных чисел (таблица 3.2) и с модернизированным рядом (таблица 3.3).

3.1.3 Расчёт показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности для передаточных чисел серийного автомобиля

а) определение скорости движения автомобиля на различных передачах

Расчет значения скорости ведем на каждой передаче в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя:

$$V_A = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{U_{КП} \cdot U_0} \quad (3.10)$$

Значение скоростей движения автомобиля вносим в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 - Скорость автомобиля на различных передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость на 1ой передаче, м/с	Скорость на 2ой передаче, м/с	Скорость на 3ей передаче, м/с	Скорость на 4ой передаче, м/с	Скорость на 5ой передаче, м/с
800	1,7	3,1	4,4	6,4	7,7
1150	2,4	4,4	6,4	9,2	11,1
1500	3,1	5,8	8,3	12,0	14,5
1850	3,8	7,1	10,2	14,8	17,8
2200	4,6	8,5	12,2	17,6	21,2
2550	5,3	9,8	14,1	20,4	24,6
2900	6,0	11,2	16,0	23,2	28,0
3250	6,7	12,5	18,0	26,0	31,3
3600	7,5	13,9	19,9	28,8	34,7
3950	8,2	15,2	21,8	31,6	38,1
4300	8,9	16,6	23,8	34,4	41,5
4650	9,6	17,9	25,7	37,2	44,8
5000	10,4	19,3	27,6	40,0	48,2
5350	11,1	20,6	29,6	42,8	51,6
5600	11,6	21,6	31,0	44,8	54,0

б) определение силы тяги на ведущих колёсах:

$$F_T = \frac{M_E \cdot U_{к.п.} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{r_k} \quad (3.11)$$

Таблица 3.6 - Тяговый баланс

Скорость, м/с	Сила тяги на 1ой передаче, Н	Сила тяги на 2ой передаче, Н	Сила тяги на 3ей передаче, Н	Сила тяги на 4ой передаче, Н	Сила тяги на 5ой передаче, Н
800	6354	3414	2381	1646	1365
1150	6580	3535	2465	1704	1414
1500	6753	3628	2530	1749	1451
1850	6873	3692	2575	1780	1477
2200	6945	3731	2602	1798	1492
2550	6964	3741	2609	1803	1496
2900	6936	3726	2598	1796	1490

Продолжение таблицы 2.6

3250	6849	3679	2566	1774	1472
3600	6719	3610	2517	1740	1444
3950	6532	3509	2447	1692	1404
4300	6297	3383	2359	1631	1353
4650	6013	3230	2253	1557	1292
5000	5677	3050	2127	1470	1220
5350	5279	2836	1978	1367	1134
5600	4957	2663	1857	1284	1065

Полученные значения силы тяги на ведущих колесах вносим в таблицу 3.6 и по ним строим график тягового баланса, приведенный на рисунке А.2 в Приложении А.

в) определение силы сопротивления движению

Сила сопротивления воздуху:

$$F_B = H \cdot \rho_B \cdot C_x \cdot \frac{V_A^2}{2}. \quad (3.12)$$

Сила сопротивления качению:

$$F_f = G_A \cdot f_K; \quad (3.13)$$

$$f_K = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_A^2). \quad (3.14)$$

Полученные данные заносим в таблицу 3.7 и по строим графики зависимости сил сопротивления от скорости на графике тягового баланса, приведенном на рисунке А.2 в Приложении А.

Таблица 3.7 - Силы сопротивления движению

Скорость, м/с	Сила сопр. воздуху, Н	Сила сопр. качению, Н	Суммарная сила сопр. движению, Н
0	0	208	208
5	13	210	223
10	53	218	271
15	118	231	349
20	210	249	459
25	328	273	601
30	473	301	774
35	644	335	979
40	841	374	1214
45	1064	418	1482
50	1313	467	1781

г) определение динамического фактора по формулам:

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_A}, \quad (3.15)$$

$$D_\varphi = \frac{G_{сц} \cdot \varphi}{G_A}, \quad (3.16)$$

Данные по расчётам заносим в таблицу 3.8. По данным силового баланса рассчитываем и строим динамическую характеристику автомобиля, которая является графическим изображением зависимости динамического фактора D от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке автомобиля. Данная характеристика представлена в Приложении А на рисунке А.3.

Таблица 3.8 - Динамический фактор на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Динамический фактор на 1ой передаче	Динамический фактор на 2ой передаче	Динамический фактор на 3ей передаче	Динамический фактор на 4ой передаче	Динамический фактор на 5ой передаче
800	0,428	0,230	0,160	0,110	0,090
1150	0,443	0,238	0,165	0,112	0,092
1500	0,455	0,244	0,169	0,114	0,092
1850	0,463	0,247	0,171	0,114	0,091
2200	0,467	0,249	0,171	0,112	0,088
2550	0,469	0,249	0,170	0,110	0,084
2900	0,466	0,248	0,168	0,106	0,078
3250	0,460	0,244	0,164	0,100	0,071
3600	0,451	0,238	0,158	0,094	0,063
3950	0,438	0,230	0,151	0,086	0,054
4300	0,422	0,220	0,143	0,076	0,043
4650	0,403	0,209	0,133	0,066	0,030
5000	0,380	0,195	0,122	0,054	0,016
5350	0,352	0,179	0,109	0,040	0,001
5600	0,330	0,166	0,098	0,030	-0,011

д) определение ускорения при разгоне автомобиля с максимальной интенсивностью по формулам:

$$j = \frac{(D - \Psi) \cdot g}{\delta_{BP}}, \quad (3.17)$$

$$\Psi = f + i \quad (3.18)$$

$$\delta_{BP} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{КП}^2), \quad (3.19)$$

где δ_{BP} - коэффициент учета вращающихся масс,

Ψ - коэффициент суммарного сопротивления дороги:

i – величина преодолеваемого подъёма ($i = 0$).

δ_1 - коэффициент учёта вращающихся масс колёс;

δ_2 - коэффициент учёта вращающихся масс двигателя:

$\delta_1 = \delta_2 = 0.03$.

Таблица 3.9 - Коэффициент учета вращающихся масс

	$U1$	$U2$	$U3$	$U4$	$U5$
δ_{BP}	1.425	1.144	1.085	1.057	1.048

Таблица 3.10 - Ускорение автомобиля на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Ускорение на 1ой передаче, м/с ²	Ускорение на 2ой передаче, м/с ²	Ускорение на 3ей передаче, м/с ²	Ускорение на 4ой передаче, м/с ²	Ускорение на 5ой передаче, м/с ²
800	2,85	1,85	1,32	0,89	0,71
1150	2,95	1,92	1,36	0,91	0,72
1500	3,03	1,97	1,39	0,92	0,72
1850	3,09	2,00	1,41	0,91	0,70
2200	3,12	2,01	1,41	0,89	0,66
2550	3,13	2,01	1,40	0,86	0,61
2900	3,11	1,99	1,37	0,82	0,55
3250	3,07	1,96	1,33	0,76	0,47
3600	3,01	1,91	1,28	0,69	0,38
3950	2,92	1,84	1,21	0,60	0,28
4300	2,80	1,75	1,13	0,50	0,15
4650	2,67	1,65	1,03	0,39	0,02
5000	2,51	1,53	0,93	0,27	-0,13
5350	2,32	1,39	0,80	0,13	-0,29
5600	2,17	1,28	0,70	0,02	-0,42

е) определение величин обратных ускорениям автомобиля:

Таблица 3.11 - Величины обратные ускорениям автомобиля

Обороты дв-ля, об/мин	1/j на 1ой передаче, с ² /м	1/j на 2ой передаче, с ² /м	1/j на 3ей передаче, с ² /м	1/j на 4ой передаче, с ² /м	1/j на 5ой передаче, с ² /м
800	0,35	0,54	0,76	1,13	1,41
1150	0,34	0,52	0,73	1,10	1,39
1500	0,33	0,51	0,72	1,09	1,40
1850	0,32	0,50	0,71	1,10	1,44
2200	0,32	0,50	0,71	1,12	1,51
2550	0,32	0,50	0,71	1,16	1,63
2900	0,32	0,50	0,73	1,22	1,82

Продолжение таблицы 2.11

3250	0,33	0,51	0,75	1,32	2,11
3600	0,33	0,52	0,78	1,46	2,62
3950	0,34	0,54	0,83	1,66	3,63
4300	0,36	0,57	0,88	1,99	6,46
4650	0,37	0,61	0,97	2,56	49,26
5000	0,40	0,65	1,08	3,76	-7,76
5350	0,43	0,72	1,25	7,99	-3,40
5600	0,46	0,78	1,43	63,77	-2,37

ж) определение времени и пути разгона

Время и путь разгона автомобиля определяем графоаналитическим способом. Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин:

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_{i+1} \cdot (V_{i+1} - V_i). \quad (3.20)$$

С этой целью кривую обратных ускорений разбивают на интервалы и считают, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $j = const$, которому соответствуют значения $(1/j) = const$. Эти величины можно определить следующим образом:

$$\left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_k = \frac{(1/j)_{k-1} + (1/j)_k}{2}, \quad (3.21)$$

где k – порядковый номер интервала.

Заменяя точное значение площади под кривой $(1/j)$ в интервале ΔV_k на значение площади прямоугольника со сторонами ΔV_k и $(1/j_{CP})_k$, переходим к приближённому интегрированию:

$$t_1 = \Delta t_1, \quad t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, \quad t_n = \sum_{k=1}^n \Delta t_k. \quad (3.22)$$

где t_1 – время разгона от скорости V_0 до скорости V_1 ,

t_2 – время разгона до скорости V_2 .

Результаты расчёта в соответствии с выбранным масштабом графика приведены в таблице 3.12.

Аналогичным образом проводится графическое интегрирование зависимости $t = f(V)$ для получения зависимости пути разгона S от скорости автомобиля.

В данном случае кривая $t = f(V)$ разбивается на интервалы по времени, для каждого из которых находятся соответствующие значения V_{CPk} .

Площадь элементарного прямоугольника в интервале Δt_k есть путь, который проходит автомобиль от отметки t_{k-1} до отметки t_k , двигаясь с постоянной скоростью V_{CPk} .

Величина площади элементарного прямоугольника определяется следующим образом:

$$\Delta S = V_{CPk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{CPk} \cdot \Delta t_k, \quad (3.23)$$

где $k = 1 \dots m$ – порядковый номер интервала, m выбирается произвольно ($m = n$).

Путь разгона от скорости V_0 : до скорости V_1 : $S_1 = \Delta S_1$; до скорости V_2 : $S_2 = \Delta S_1 + \Delta S_2$; до скорости V_n : $S_n = \sum_{k=1}^m \Delta S_k$

Результаты расчёта заносятся в таблицу 3.12.

Таблица 3.12 – Время и путь разгона автомобиля в диапазоне скоростей

Время разгона автомобиля			Путь разгона автомобиля		
Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм ²	Время, с	Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм ²	Путь, м
	169	0.8	0-5	42	2
0-10	506	2.5	0-10	295	15
0-15	1012	5.1	0-15	927	46
0-20	1583	7.9	0-20	1926	96
0-25	2418	12.1	0-25	3807	190
0-30	3478	17.4	0-30	6722	336

Продолжение таблицы 3.12

0-35	4865	24.3	0-35	11228	561
0-40	6680	33.4	0-40	18034	902
0-45	9026	45.1	0-45	28004	1400

На основании таблицы 3.12 строим графики зависимости времени разгона от скорости автомобиля, представленный на рисунке А.5 Приложения А и зависимости пути разгона от скорости, представленный рисунком А6 Приложения А.

з) определение мощностного баланса

Для решения ряда вопросов, как, например, выбор передаточного числа главной передачи, исследование топливной экономичности автомобиля, удобным является анализ мощностного баланса автомобиля, который выражается уравнением:

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_{II} + N_B + N_j, \quad (3.24)$$

где N_f – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

N_B – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

N_{II} - мощность, затрачиваемая на преодоление подъема ($N_{II} = 0$);

N_j – мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля ($N_i = 0$).

Таблица 3.13 – Мощностной баланс

Скорость, м/с	Мощность на колесе, кВт
800	13.2
1150	19.1
1500	25.2
1850	31.3
2200	37.4
2550	43.3
2900	48.8

Продолжение
таблицы 3.13

3250	53.9
3600	58.4
3950	62.3
4300	65.2
4650	67.2
5000	68.2
5350	67.9
5600	66,7

Таблица 3.14 - Мощность сопротивления движению

Скорость, м/с	Мощность сопротивления воздуха, кВт	Мощность сопротивления качения, кВт	Суммарная мощность сопротивления, кВт
0	0.0	0.0	0.0
5	0.1	1.1	1.1
10	0.5	2.2	2.7
15	1.8	3.5	5.2
20	4.2	5.0	9.2
25	8.2	6.8	15.0
30	14.2	9.0	23.2
35	22.5	11.7	34.2
40	33.6	15.0	48.6
45	47.9	18.8	66.7
50	65.7	23.4	89.0

По данным таблиц 3.13 и 3.14 строим график мощностного баланса. Приведенный в Приложении А на рисунке А.7.

и) определение топливно-экономической характеристики автомобиля

Для получения топливно-экономической характеристики следует рассчитать расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной по формуле:

$$Q_s = \frac{1.1 \cdot g_{e \min} K_H \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \quad (3.25)$$

где $g_{e \min} = 290$ г/(кВт·ч) – минимальный удельный расход топлива.

$$K_H = 1,152 \cdot I^2 - 1,728 \cdot I + 1,523 \quad (3.26)$$

$$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227 \quad (3.27)$$

$$I = \frac{N_f + N_B}{N_T}; \quad (3.28)$$

$$E = \frac{w_e}{w_{eN}} \quad (3.29)$$

Результаты расчётов сводят в таблицу 3.15. и представляем в виде графика зависимости путевого расхода топлива от скорости движения автомобиля, представленным рисунком А.8 в Приложении А.

Таблица 3.15 – Путевой расход топлива на высшей передаче

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость, м/с	I	E	K_H	K_E	Q_s
800	7,7	0,177	0,150	1,253	1,176	5,4
1150	11,1	0,194	0,216	1,231	1,139	5,8
1500	14,5	0,220	0,281	1,198	1,107	6,4
1850	17,8	0,255	0,347	1,158	1,080	7,1
2200	21,2	0,298	0,413	1,110	1,057	8,0
2550	24,6	0,350	0,478	1,059	1,038	8,8
2900	28,0	0,413	0,544	1,006	1,024	9,7
3250	31,3	0,487	0,609	0,955	1,015	10,7
3600	34,7	0,574	0,675	0,911	1,010	11,8
3950	38,1	0,677	0,741	0,881	1,010	13,2
4300	41,5	0,800	0,806	0,878	1,014	15,1
4650	44,8	0,946	0,872	0,919	1,023	18,2

3.1.4 Расчёт показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности для автомобиля с модернизированной рядом коробкой передач

При этих расчетах используем те же формулы (3.10)...(3.29), что и при расчете тягово-скоростных свойств и топливной экономичности для автомобиля с серийными передаточными числами.

А) определение скорости движения автомобиля на разных передачах

Результаты расчетов внесем в таблицу 3.16. и по ним строим графики на рисунках А.1...А.8, построенных при проведении расчетного анализа серийного автомобиля.

Таблица 3.16 – Скорость автомобиля на различных передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость на 1ой передаче, м/с	Скорость на 2ой передаче, м/с	Скорость на 3ей передаче, м/с	Скорость на 4ой передаче, м/с	Скорость на 5ой передаче, м/с
800	1,7	2,6	4,1	6,4	9,3
1150	2,4	3,7	5,9	9,2	13,3
1500	3,1	4,9	7,6	12,0	17,4
1850	3,8	6,0	9,4	14,8	21,4
2200	4,6	7,2	11,2	17,6	25,4
2550	5,3	8,3	13,0	20,4	29,5
2900	6,0	9,4	14,8	23,2	33,5
3250	6,7	10,6	16,5	26,0	37,6
3600	7,5	11,7	18,3	28,8	41,6
3950	8,2	12,9	20,1	31,6	45,7
4300	8,9	14,0	21,9	34,4	49,7
4650	9,6	15,1	23,7	37,2	53,8
5000	10,4	16,3	25,4	40,0	57,8
5350	11,1	17,4	27,2	42,8	61,9
5600	11,6	18,2	28,5	44,8	64,8

б) определение силы тяги на ведущих колёсах

Таблица 3.17 – Тяговый баланс

Скорость, м/с	Сила тяги на 1ой передаче, Н	Сила тяги на 2ой передаче, Н	Сила тяги на 3ей передаче, Н	Сила тяги на 4ой передаче, Н	Сила тяги на 5ой передаче, Н
800	6354	4044	2587	1646	1138
1150	6580	4187	2679	1704	1178
1500	6753	4297	2750	1749	1209
1850	6873	4374	2798	1780	1231
2200	6945	4420	2828	1798	1244
2900	6936	4414	2824	1796	1242
3250	6849	4359	2789	1774	1226
3600	6719	4276	2736	1740	1203
3950	6532	4157	2660	1692	1170
4300	6297	4007	2564	1631	1128
4650	6013	3827	2448	1557	1077
5000	5677	3613	2312	1470	1017
5350	5279	3359	2149	1367	945
5600	4957	3154	2018	1284	888

в) определение сил сопротивления движению

Таблица 3.18 - Силы сопротивления движению

Скорость, м/с	Сила сопр. Воздуху, Н	Сила сопр. Качению, Н	Суммарная сила сопр. Движению, Н
0	0	208	208
5	13	210	223
10	53	218	271
15	118	231	349
20	210	249	459
25	328	273	601
30	473	301	774
35	644	335	979
40	841	374	1214
45	1064	418	1482
50	1313	467	1781

г) определение динамического фактора

Таблица 3.19 – Динамический фактор на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Динамический фактор на 1ой передаче	Динамический фактор на 2ой передаче	Динамический фактор на 3ей передаче	Динамический фактор на 4ой передаче	Динамический фактор на 5ой передаче
800	0,428	0,272	0,174	0,110	0,074
1150	0,443	0,282	0,180	0,112	0,074
1500	0,455	0,289	0,184	0,114	0,073
1850	0,463	0,294	0,186	0,114	0,070
2200	0,467	0,296	0,187	0,112	0,065
2550	0,469	0,297	0,186	0,110	0,059
2900	0,466	0,295	0,184	0,106	0,052
3250	0,460	0,291	0,180	0,100	0,043
3600	0,451	0,284	0,175	0,094	0,032
3950	0,438	0,275	0,168	0,086	0,020
4300	0,422	0,265	0,159	0,076	0,006
4650	0,403	0,251	0,149	0,066	-0,009
5000	0,380	0,236	0,137	0,054	-0,026
5350	0,352	0,218	0,124	0,040	-0,045
5600	0,330	0,203	0,113	0,030	-0,059

д) определение ускорения автомобиля

При определении ускорения разгона используем значения коэффициента, учитывающего влияние вращающихся масс, приведенные в таблице 3.20.

Таблица 3.20 – Коэффициент учета вращающихся масс

	$U1$	$U2$	$U3$	$U4$	$U5$
δ_{BP}	1.425	1.190	1.096	1.057	1.043

Таблица 3.21 – Ускорение автомобиля на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Ускорение на 1ой передаче, м/с ²	Ускорение на 2ой передаче, м/с ²	Ускорение на 3ей передаче, м/с ²	Ускорение на 4ой передаче, м/с ²	Ускорение на 5ой передаче, м/с ²
800	2,85	2,13	1,43	0,89	0,56
1150	2,95	2,21	1,48	0,91	0,56
1500	3,03	2,26	1,52	0,92	0,54
1850	3,09	2,30	1,54	0,91	0,50
2200	3,12	2,32	1,54	0,89	0,44
2550	3,13	2,33	1,53	0,86	0,37
2900	3,11	2,31	1,51	0,82	0,28
3250	3,07	2,27	1,47	0,76	0,18
3600	3,01	2,22	1,42	0,69	0,06
3950	2,92	2,15	1,35	0,60	-0,08
4300	2,80	2,05	1,27	0,50	-0,24
4650	2,67	1,94	1,18	0,39	-0,41
5000	2,51	1,81	1,07	0,27	-0,60
5350	2,32	1,66	0,94	0,13	-0,80
5600	2,17	1,54	0,84	0,02	-0,96

е) определение величины обратной ускорениям автомобиля

Таблица 2.22 – Величины обратные ускорениям автомобиля

Обороты дв-ля, об/мин	1/j на 1ой передаче, с ² /м	1/j на 2ой передаче, с ² /м	1/j на 3ей передаче, с ² /м	1/j на 4ой передаче, с ² /м	1/j на 5ой передаче, с ² /м
800	0,35	0,47	0,70	1,13	1,78
1150	0,34	0,45	0,68	1,10	1,80
1500	0,33	0,44	0,66	1,09	1,87
1850	0,32	0,43	0,65	1,10	2,01
2200	0,32	0,43	0,65	1,12	2,26
2550	0,32	0,43	0,65	1,16	2,70
2900	0,32	0,43	0,66	1,22	3,55
3250	0,33	0,44	0,68	1,32	5,66
3600	0,33	0,45	0,70	1,46	18,06
3950	0,34	0,47	0,74	1,66	-12,00
4300	0,36	0,49	0,79	1,99	-4,20
4650	0,37	0,51	0,85	2,56	-2,44
5000	0,40	0,55	0,94	3,76	-1,67
5350	0,43	0,60	1,07	7,99	-1,24
5600	0,46	0,65	1,20	63,77	-1,04

ж) определение времени и пути разгона

Результаты расчетов вносим в таблицу 3.23.

Таблица 3.23. Время и путь разгона автомобиля

Определение времени разгона			Определение пути разгона		
Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм ²	Время, с	Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм ²	Путь, м
0-5	169	0.8	0-5	42	2
0-10	506	2.5	0-10	295	15
0-15	939	4.7	0-15	837	42
0-20	1482	7.4	0-20	1787	89
0-25	2190	11.0	0-25	3380	169
0-30	3139	15.7	0-30	5989	299
0-35	4404	22.0	0-35	10101	505
0-40	6061	30.3	0-40	16315	816
0-45	8180	40.9	0-45	25322	1266

з) определение мощностного баланса

Таблица 3.24 – Мощностной баланс

Угловая скорость, рад/с	Мощность на колесе, кВт
800	13.2
1150	19.1
1500	25.2
1850	31.3
2200	37.4
2550	43.3
2900	48.8
3250	53.9
3600	58.4
3950	62.3
4300	65.2
4650	67.2
5000	68.2
5350	67.9
5600	66.7

Таблица 3.25 – Мощность сопротивления движению

Скорость, м/с	Мощность сопротивления воздуха	Мощность сопротивления качения	Суммарная мощность сопротивления
0	0.0	0.0	0.0
5	0.1	1.1	1.1
10	0.5	2.2	2.7
15	1.8	3.5	5.2
20	4.2	5.0	9.2
25	8.2	6.8	15.0
30	14.2	9.0	23.2
35	22.5	11.7	34.2
40	33.6	15.0	48.6
45	47.9	18.8	66.7
50	65.7	23.4	89.0

и) определение показателей топливно-экономической характеристики

При расчетах принимаем значение минимального удельного расхода топлива $g_{E \min} = 290$ г/(кВт·ч). Результаты расчета сводим в таблицу 3.26.

Таблица 3.26 – Путевой расход топлива на высшей передаче

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость, м/с	I	E	K_{II}	K_E	Q_s
800	9,3	0,224	0,150	1,193	1,176	4,6
1150	13,3	0,257	0,216	1,154	1,139	5,1
1500	17,4	0,305	0,281	1,104	1,107	5,8
1850	21,4	0,366	0,347	1,045	1,080	6,7
2200	25,4	0,441	0,413	0,985	1,057	7,9
2550	29,5	0,532	0,478	0,930	1,038	9,3
2900	33,5	0,640	0,544	0,889	1,024	9,9
3250	37,6	0,767	0,609	0,875	1,015	13,3
3600	41,6	0,917	0,675	0,907	1,010	15,7
3950	45,7	1,094	0,741	1,011	1,010	19,8

3.1.5 Выводы

С использованием результатов проведенных расчетов проведено сравнение тягово-скоростных и топливно-экономических показателей автомобиля ВАЗ-2170 оборудованного серийной и модернизированной коробкой передач.

Сравнивая показатели тягово-динамических свойств и топливной экономичности автомобиля, можно сделать следующие выводы:

1. Время разгона автомобиля при использовании модернизированного ряда передаточных чисел трансмиссии сократилось при разгоне от 0 до 60 км/ч на 5%, при разгоне от 0 до 100 км/ч также на 5%, а при разгоне от 0 до 120 км/ч - на 6%.

2. Путь расход топлива на высшей передаче при движении на высоких скоростях также сократился в среднем более чем на 3% (при движении на скорости 60 км/ч – на 3,85%, 75 км/ч – на 3,52%, 90 – на 3,27%, 110 – 2,6 %).

Таким образом, поставленные задачи по повышению динамики разгона автомобиля, а также экономичности его движения на высоких скоростях посредством изменения значений передаточных чисел коробки передач решены.

3.2 Выбор компоновочной схемы коробки передач

Поскольку темой данного проекта является модернизация коробки передач переднеприводного легкового автомобиля, за базовый вариант принята КП серийного автомобиля ВАЗ-2170. Поэтому сохраняем компоновочную схему КП прежней.

Подвергшаяся модернизации коробка передач автомобиля ВАЗ-2170 следующего типа: механическая, 5-ти ступенчатая, двухвальная, с параллельным неподвижным расположением осей ведущего и ведомого валов.

Ведущий вал выполнен в виде блока шестерен, находящихся в постоянном зацеплении с шестернями ведомого вала на всех передачах переднего хода. На

ведомом валу расположены шестерни и синхронизаторы передач переднего хода.

Все шестерни передних передач цилиндрические, косозубые, с эвольвентным зацеплением. Изменения затрагивают только шестерни второй, третьей передачи и пятой передач. Поскольку проведено изменение передаточных чисел второй, третьей и пятой передач, потребовалось изменение их геометрических размеров.

Передние подшипники валов радиальные роликовые, промежуточные и задние подшипники – радиальные шариковые. Коробка передач представляет собой единый агрегат с межколесным дифференциалом и главной передачей. Дифференциал конический, двухсателлитный. В главной передаче применена цилиндрическая зубчатая пара с косым расположением зубьев. Привод коробкой передач имеет рычага переключения с шаровой опорой, соединенный тягой, штоком выбора передач с механизмом выбора и переключения передач. Задняя крышка картера коробки передач отлита под давлением из алюминиевого сплава и снаружи оребрена для увеличения жесткости.

3.3 Расчёт деталей коробки передач

3.3.1 Выбор материала деталей коробки передач

Для производства косозубых эвольвентных цилиндрических колес выбираем сталь 20ХГНМ, применяемую при производстве зубчатых колес коробок передач в АО «АвтоВАЗ».

Термическая обработка: нитроцементация, закалка, низкий отпуск. Эффективная толщина закаленного слоя $h = 0,4...0,7$ мм; 550HV. Твердость поверхности > 58 HRC. Твердость сердцевины у основания зуба 32...45 HRC.

3.3.2 Расчёт зубчатой передачи второй ступени коробки передач

Для передачи крутящего момента 2-ой передачи ($U_2 = 2,313$) выбирается зубчатая передача с постоянным передаточным числом, с внешним

зацеплением и линейным касанием, то есть косозубые эвольвентные цилиндрические колеса. Применение косозубых колес, как отмечено в работе [7], обеспечивает плавную работу зубчатого зацепления и их использование при окружных скоростях до 7 м/с. Вместе с тем, в косозубом зацеплении возникает осевая сила, для восприятия которой одной одна опора валов должна быть заземлена. Данное решение хорошо зарекомендовало себя в применении на выпускаемых коробках передач.

При проведении расчетов использовались работы [3],[4],[7].

Таблица 3.27 – Расчёт параметров зубчатого зацепления второй передачи коробки переада

Стандартизированные значения параметров зацепления:			
Наименование	Формула	Обозначение	Величина
Угол главного профиля, град	-----	α	20
Коэффициент высоты головки зуба	-----	h_a^*	1
Коэффициент высоты ножки зуба	-----	h_f^*	1,25
Коэффициент граничной высоты	$h_l^* = 2 \cdot h_a^*$	h_l^*	2
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	-----	ρ_f^*	0,38
Коэффициент радиального зазора	-----	c^*	0,25
Межосевое расстояние, мм	-----	α_w	68
Число зубьев шестерни	-----	Z_1	16
Число зубьев колеса	-----	Z_2	37
Передаточное число	-----	U	2,31
Модуль, мм	-----	m	2,25
Угол наклона линии зубьев, град	-----	β	29

Шаг, мм	-----	p	5
Осевой шаг, мм	$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}$	p_x	14,6
Ширина венца ведущей шестерни, мм	$b_1 = b_2 + (0,4 \dots 0,5) \cdot m$	b_1	17,1
Ширина венца ведомого колеса, мм	$b_2 = (1 \dots 1,2) \cdot p_x$	b_2	16,0
Абсолютные значения размеров зуба исходного контура			
Коэффициент высоты головки зуба	$h_\alpha = m \cdot h_\alpha^*$	h_α	2,25
Коэффициент высоты ножки зуба	$h_f = m \cdot h_f^*$	h_f	2,81
Коэффициент граничной высоты	$h_l = m \cdot h_l^*$	h_l	4,50
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f = m \cdot \rho_f^*$	ρ_f	0,86
Коэффициент радиального зазора	$c = m \cdot c^*$	c	0,56
Расчёт параметров зацепления			
Определение параметры реечного исходного производящего контура для нарезания косозубых колес			
Угол профиля, град	$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} \right)$	α_t	22,59
Шаг, мм	$p_t = \frac{p}{\cos \beta}$	p_t	5,72
Модуль зубьев	$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$	m_t	2,57
Коэффициент высоты головки зуба	$h_{at}^* = h_a^* \cdot \cos \beta$	h_{at}^*	1,97
Коэффициент радиального зазора	$c_t^* = c^* \cdot \cos \beta$	c_t^*	0,22
Геометрические расчеты эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления			

Угол зацепления проектируемой зубчатой передачи, град	$\alpha_{tW} = \arccos \left[\cos \alpha_t \cdot \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w} \right]$	α_{tW}	22,24
Коэффициент смещения шестерни	-----	x_1	0,00
Коэффициент смещения колеса	-----	x_2	0,00
Суммарный коэффициент смещения	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	x_Σ	0,00
Коэффициент воспринимаемого смещения	$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tW}} - 1 \right)$	y	-0,07
Коэффициент уравнивающего смещения	$\Delta y = x_\Sigma - y$	Δy	0,07
Радиус делительной окружности шестерни, мм	$r_{1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2}$	r_1	20,58
Радиус делительной окружности колеса, мм		r_2	47,59
Радиус основной окружности шестерни, мм	$r_{b1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2} \cdot \cos \alpha_t$	r_{b1}	19,00
Радиус основной окружности колеса, мм		r_{b2}	43,94
Радиус начальной окружности шестерни, мм	$r_{w1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2} \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot \cos \alpha_{tW}}$	r_{w1}	17,95
Радиус начальной окружности колеса, мм		r_{w2}	41,52
Радиус окружности вершин зубьев шестерни, мм	$r_{\alpha 1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + h_{ta}^* + x_{1,2} + \Delta y \right)$	$r_{\alpha 1}$	25,82
Радиус окружности вершин зубьев колеса, мм		$r_{f 1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_{ta}^* - c_t^* \right)$	$r_{\alpha 2}$
Радиус окружности впадин зубьев шестерни, мм		r_{f1}	14,96

Радиус окружности впадин зубьев колеса, мм	$s_{1,2} = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right)$	r_{f2}	41,97
Высота зубьев колес, мм	$h = h_1 = h_2 = m_t \cdot (2 \cdot h_{ta}^* + c_t^* - \Delta y)$	h	10,52
Толщина зуба по дуге делительной окружности шестерни, мм	$\alpha_{a1,2} = \arccos \left(\frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}} \right)$	s_1	4,04
Толщина зуба по дуге делительной окружности колеса, мм		s_2	4,04
Угол профиля на окружности вершин зубьев шестерни, град		α_{a1}	42,61
Угол профиля на окружности вершин зубьев колеса, град		α_{a2}	33,72
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 + Z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{2 \cdot \pi} - \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2 \cdot \pi}$	ε_α	19,91
Допустимый коэффициент торцового перекрытия	1 – для косозубой передачи	$[\varepsilon_\alpha]$	1,00
Должно выполняться условие :	$\varepsilon_\alpha \geq [\varepsilon_\alpha]$	выполнено.	
Проверочный расчёт зубьев на изгиб			
Степень точности зубчатых колес	-----	n	7
Максимальный момент двигателя, Нм	<i>Из тягового расчёта</i>	$M_{E \max}$	145
Частота вращения шестерни при максимальном моменте, мин ⁻¹	<i>Из тягового расчёта</i>	n_1	3000
Частота вращения колеса при максимальном моменте, мин ⁻²	$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}}$	n_2	1297
Крутящий момент на валу шестерни, Нм	-----	M_1	145

Крутящий момент на валу колеса, Нм	$M_2 = M_1 \cdot U_{12}$	M_2	335
Окружная скорость вращения зубчатых колёс, м/с	$v = \frac{\pi \cdot r_i \cdot n_i}{30 \cdot 1000}$	v	6,47
Материал шестерни	-----	20ХГНМ	
Твёрдость поверхности зуба	Справочная величина	HRC	58
Окружная сила в зацеплении, Н	$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_{w1}}$	F_t	8076
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуб	1,02 для твердости поверхности зубьев >350НВ	$K_{F\beta}$	1,02
Коэффициент динамичности	1 – для косозубой передачи 7-й степени точности, с окружной скоростью 3...8 м/с	K_{Fv}	1
Коэффициент нагрузки	$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$	K_F	1,02
Коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни	Справочная величина	Y_{F1}	3,75
Коэффициент, учитывающий форму зуба колеса	Справочная величина	Y_{F2}	3,63
Коэффициент, учитывающий наклон зуба	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$	Y_β	0,79
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}$	$K_{F\alpha}$	0,53
Напряжение изгиба в зубе шестерни, Мпа	$\sigma_{Fi} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{Fi} \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b_i \cdot m}$	σ_{F1}	335
Напряжение изгиба в зубе колеса, Мпа		σ_{F2}	345
Предел выносливости при базовом числе циклов, Мпа	Справочная величина	σ_{Flimb}^0	1180

Коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала	Справочная величина	$[S_F]'$	1,25
Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки	Справочная величина	$[S_F]''$	1
Коэффициент безопасности	$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$	$[S_F]$	1,25
Коэффициент реализации крутящего момента на передаче	Справочная величина	K_M	0,65
Допускаемое напряжение изгиба в зубе, Мпа	$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F] \cdot K_M}$	$[\sigma_F]$	1452
Должны выполняться условия :	$\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]$	выполнено.	
	$\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]$	Выполнено.	
Проверочный расчёт на контактную выносливость			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	1 – для 7-й степени точности зубчатых колёс	$K_{H\alpha}$	1
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба	1,15 – для несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор и твердости поверхности зуба >350НВ	$K_{H\beta}$	1,15
Динамический коэффициент	Справочная величина	$K_{H\nu}$	1,05
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба		K_H	1,21
Контактное напряжение на поверхности зуба, Мпа	$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_H \cdot (U_{12} + 1)^3}{b_1 \cdot U_{12}^2}}$	σ_H	1049

$$\sigma_{H\lim b}^0 = 23 \cdot HRC$$

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов, Мпа		$\sigma_{H\lim b}^0$	1334
Коэффициент долговечности	Справочная величина	K_{HL}	1
Коэффициент безопасности	Справочная величина	$[S_H]$	1,1
Допускаемое контактное напряжение, Мпа	$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b}^0 \cdot K_{HL}}{[S_H] \cdot K_M}$	$[\sigma_H]$	1866
Должно выполняться условие :	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$		выполнено

3.3.3 Расчёт зубчатой передачи третьей ступени коробки передач

Для передачи крутящего момента 3-ой передачи с передаточным числом $U_3 = 2,313$ выбирается косозубая зубчатая передача с постоянным передаточным числом, с внешним зацеплением и линейным касанием.

Таблица 3.28 – Расчёт параметров зубчатого зацепления третьей передачи коробки передач

Стандартизированные значения параметров зацепления:			
Наименование	Формула	Обозначение	Величина
Угол главного профиля, град	-----	α	20
Коэффициент высоты головки зуба	-----	h_a^*	1
Коэффициент высоты ножки зуба	-----	h_f^* h_i^*	1,25
Коэффициент граничной высоты	$h_i^* = 2 \cdot h_a^*$		2
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	-----	ρ_f^*	0,38
Коэффициент радиального зазора	-----	c^*	0,25

Межосевое расстояние, мм	-----	α_w	68
Число зубьев шестерни	-----	Z_1	23
Число зубьев колеса	-----	Z_2	34
Передаточное число	-----	U	1,48
Модуль, мм	-----	m	2
Угол наклона линии зубьев, град	-----	β	29
Шаг, мм	-----	p	5
Осевой шаг, мм	$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}$	p_x	13,0
Ширина венца ведущей шестерни, мм	$b_1 = b_2 + (0,4 \dots 0,5) \cdot m$	b_1	15,2
Ширина венца ведомого колеса, мм	$b_2 = (1 \dots 1,2) \cdot p_x$	b_2	14,3
Абсолютные значения размеров зуба исходного контура:			
Коэффициент высоты головки зуба	$h_\alpha = m \cdot h_\alpha^*$	h_α	2,00
Коэффициент высоты ножки зуба	$h_f = m \cdot h_f^*$	h_f	2,50
Коэффициент граничной высоты	$h_l = m \cdot h_l^*$	h_l	4,00
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f = m \cdot \rho_f^*$	ρ_f	0,76
Коэффициент радиального зазора	$c = m \cdot c^*$	c	0,50
Расчёт параметров зацепления			
Определение параметров реечного исходного производящего контура для нарезания косозубых колес:			
Угол профиля, град	$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} \right)$	α_t	22,59

Шаг, мм	$p_t = \frac{p}{\cos \beta}$	p_t	5,72
Модуль зубьев	$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$	m_t	2,29
Коэффициент высоты головки зуба	$h_{at}^* = h_a^* \cdot \cos \beta$	h_{at}^*	1,75
Коэффициент радиального зазора	$c_t^* = c^* \cdot \cos \beta$	c_t^*	0,22
Геометрические расчеты эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления:			
Угол зацепления проектируемой зубчатой передачи, град	$\alpha_{tw} = \arccos \left[\cos \alpha_t \cdot \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w} \right]$	α_{tw}	27,77
Коэффициент смещения шестерни	-----	x_1	0,00
Коэффициент смещения колеса	-----	x_2	0,00
Суммарный коэффициент смещения	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	x_Σ	0,00
Коэффициент воспринимаемого смещения	$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} - 1 \right)$	y	1,24
Коэффициент уравнивающего смещения	$\Delta y = x_\Sigma - y$ $r_{1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2}$	Δy	-1,24
Радиус делительной окружности шестерни, мм	$r_{b1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2} \cdot \cos \alpha_t$	r_1	26,30
Радиус делительной окружности колеса, мм		r_2	38,87
Радиус основной окружности шестерни, мм		r_{b1}	24,28
Радиус основной окружности колеса, мм		r_{b2}	35,89

$$r_{w1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2} \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot \cos \alpha_{tW}}$$

Радиус начальной окружности шестерни, мм		r_{w1}	24,00
Радиус начальной окружности колеса, мм	$r_{a1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + h_{ta}^* + x_{1,2} + \Delta y \right)$	r_{w2}	35,48
Радиус окружности вершин зубьев шестерни, мм		r_{a1}	27,47
Радиус окружности вершин зубьев колеса, мм	$r_{f1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_{ta}^* - c_t^* \right)$	r_{a2}	40,05
Радиус окружности впадин зубьев шестерни, мм		r_{f1}	21,80
Радиус окружности впадин зубьев колеса, мм	$s_{1,2} = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \right)$	r_{f2}	34,37
Высота зубьев колес, мм	$h = h_1 = h_2 = m_t \cdot (2 \cdot h_{ta}^* + c_t^* - \Delta y)$	h	11,33
Толщина зуба по дуге делительной окружности шестерни, мм		s_1	3,59
Толщина зуба по дуге делительной окружности колеса, мм	$\alpha_{a1,2} = \arccos \left(\frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}} \right)$	s_2	3,59
Угол профиля на окружности вершин зубьев шестерни, град		α_{a1}	27,89
Угол профиля на окружности вершин зубьев колеса, град		α_{a2}	26,33
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 + Z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{2 \cdot \pi} - \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tW}}{2 \cdot \pi}$	ε_α	-5,78
Допустимый коэффициент торцового перекрытия	1 – для косозубой передачи	$[\varepsilon_\alpha]$	1,00
Должно выполняться условие :	$\varepsilon_\alpha \geq [\varepsilon_\alpha]$	выполнено.	
Проверочный расчёт зубьев на изгиб			

Степень точности зубчатых колес	-----	n	7
Максимальный момент двигателя, Нм	Из тягового расчёта	$M_{E_{max}}$	145
Частота вращения шестерни при максимальном моменте, мин ⁻¹	Из тягового расчёта	n_1	3000
Частота вращения колеса при максимальном моменте, мин ⁻²	$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}}$	n_2	2029
Крутящий момент на валу шестерни, Нм	-----	M_1	145
Крутящий момент на валу колеса, Нм	$M_2 = M_1 \cdot U_{12}$	M_2	214
Окружная скорость вращения зубчатых колёс, м/с	$v = \frac{\pi \cdot r_i \cdot n_i}{30 \cdot 1000}$	v	8,26
Материал шестерни	-----	20ХГНМ	
Твёрдость поверхности зуба	Справочная величина	HRC	58
Окружная сила в зацеплении, Н	$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_{w1}}$	F_t	6042
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуб	1,02 для твердости поверхности зубьев >350НВ	$K_{F\beta}$	1,02
Коэффициент динамичности	1 – для косозубой передачи 7-й степени точности, с окружной скоростью 3...8 м/с	K_{Fv}	1
Коэффициент нагрузки	$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$	K_F	1,02
Коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни	Справочная величина	Y_{F1}	3,71
Коэффициент, учитывающий форму зуба колеса	Справочная величина	Y_{F2}	3,65

Коэффициент, учитывающий наклон зуба	$K_{F\alpha} = \frac{1 + (\epsilon_{\alpha} \frac{\beta_1^0}{4 \cdot \epsilon_{\alpha}}) \cdot (n - 5)}{1.40}$	Y_{β}	0,79
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	$\sigma_{Fi} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{Fi} \cdot Y_{\beta} \cdot K_{F\alpha}}{b_i \cdot m}$	$K_{F\alpha}$	0,41
Напряжение изгиба в зубе шестерни, Мпа		σ_{F1}	247
Напряжение изгиба в зубе колеса, Мпа		σ_{F2}	259
Предел выносливости при базовом числе циклов, Мпа	Справочная величина	$\sigma_{F\lim}^0$	1180
Коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала	Справочная величина	$[S_F]'$	1,25
Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки	Справочная величина	$[S_F]''$	1
Коэффициент безопасности	$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$	$[S_F]$	1,25
Коэффициент реализации крутящего момента на передаче	Справочная величина	K_M	0,65
Допускаемое напряжение изгиба в зубе, Мпа	$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{[S_F] \cdot K_M}$	$[\sigma_F]$	1452
Должны выполняться условия :	$\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]$	выполнено.	
	$\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]$	Выполнено.	
Проверочный расчёт на контактную выносливость			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	1 – для 7-й степени точности зубчатых колёс	$K_{H\alpha}$	1

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба	1,15 – для несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор и твердости поверхности зуба >350НВ	$K_{H\beta}$	1,15
Динамический коэффициент	$K_{Spr} = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$ Справочная величина	$K_{H\nu}$	1,05
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба		K_H	1,21
Контактное напряжение на поверхности зуба, Мпа	$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_H \cdot (U_{12} + 1)^3}{b_1 \cdot U_{12}^2}}$ $\sigma_{H\lim}^0 = 23 \cdot HRC$	σ_H	1126
Предел контактной выносливости при базовом числе циклов, Мпа		$\sigma_{H\lim}^0$	1334
Коэффициент долговечности	Справочная величина	K_{HL}	1
Коэффициент безопасности	Справочная величина	$[S_H]$	1,1
Допускаемое контактное напряжение, Мпа	$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0 \cdot K_{HL}}{[S_H] \cdot K_M}$	$[\sigma_H]$	1866
Должно выполняться условие:	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$		выполнено.

3.3.4 Расчёт зубчатой передачи пятой ступени коробки передач

Для передачи крутящего момента 5-ой передачи ($U_5 = 0,65$) выбирается косозубая зубчатая передача с постоянным передаточным числом, с внешним зацеплением и линейным касанием.

Таблица 2.29 - Расчёт параметров зубчатого зацепления пятой передачи коробки передач

Стандартизированные значения параметров зацепления:

Наименование	Формула	Обозначение	Величина
Угол главного профиля, град	-----	α	20
Коэффициент высоты головки зуба	-----	h_f^*	1
Коэффициент высоты ножки зуба	----- $h_l^* = 2 \cdot h_a^*$	h_l^*	1,25
Коэффициент граничной высоты			2
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	-----	ρ_f^*	0,38
Коэффициент радиального зазора	-----	c^*	0,25
Межосевое расстояние, мм	-----	α_w	68
Число зубьев шестерни	-----	Z_1	40
Число зубьев колеса	-----	Z_2	26
Передаточное число	-----	U	0,65
Модуль, мм	-----	m	1,85
Угол наклона линии зубьев, град	-----	β	29
Шаг, мм	-----	p	5
Осевой шаг, мм	$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta}$	p_x	12,0
Ширина венца ведущей шестерни, мм	$b_1 = b_2 + (0,4..0,5) \cdot m$	b_1	14,0
Ширина венца ведомого колеса, мм	$b_2 = (1..1,2) \cdot p_x$	b_2	13,2
Абсолютные значения размеров зуба исходного контура:			
	$h_a = m \cdot h_a^*$		
Коэффициент высоты головки зуба		h_a	1,85

Коэффициент высоты ножки зуба	$h_f = m \cdot h_f^*$	h_f	2,31
Коэффициент граничной высоты	$h_l = m \cdot h_l^*$	h_l	3,70
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f = m \cdot \rho_f^*$	ρ_f	0,70
Коэффициент радиального зазора	$c = m \cdot c^*$	c	0,46
Расчёт параметров зацепления			
Определение параметры реечного исходного производящего контура для нарезания косозубых колес:			
Угол профиля, град	$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} \right)$	α_t	22,59
Шаг, мм	$p_t = \frac{p}{\cos \beta}$	p_t	5,72
Модуль зубьев	$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$	m_t	2,12
Коэффициент высоты головки зуба	$h_{at}^* = h_a^* \cdot \cos \beta$	h_{at}^*	1,62
Коэффициент радиального зазора	$c_t^* = c^* \cdot \cos \beta$	c_t^*	0,22
Геометрические расчеты эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления:			
Угол зацепления проектируемой зубчатой передачи, град	$\alpha_{tw} = \arccos \left[\cos \alpha_t \cdot \frac{m_t \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w} \right]$	α_{tw}	18,61
Коэффициент смещения шестерни	-----	x_1	0,00
Коэффициент смещения колеса	-----	x_2	0,00

Суммарный коэффициент смещения	$x_{\Sigma} = x_1 + x_2$	x_{Σ}	0,00
Коэффициент воспринимаемого смещения	$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} - 1 \right)$	y	-0,85
Коэффициент уравнивающего смещения	$\Delta y = \frac{x_{\Sigma} \cdot y}{m_t \cdot Z_{1,2}}$ $r_{1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2}$	Δy	0,85
Радиус делительной окружности шестерни, мм		r_1	42,30
Радиус делительной окружности колеса, мм		r_2	27,50
Радиус основной окружности шестерни, мм	$r_{b1,2} = \frac{m_t \cdot Z_{1,2}}{2} \cdot \cos \alpha_t$	r_{b1}	39,06
Радиус основной окружности колеса, мм	$r_{w1,2} = \frac{m \cdot Z_{1,2} \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot \cos \alpha_{tw}}$	r_{b2}	25,39
Радиус начальной окружности шестерни, мм		r_{w1}	36,04
Радиус начальной окружности колеса, мм	$r_{\alpha 1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + h_{ta}^* + x_{1,2} + \Delta y \right)$	r_{w2}	23,43
Радиус окружности вершин зубьев шестерни, мм		$r_{\alpha 1}$	47,53
Радиус окружности вершин зубьев колеса, мм	$r_{f1,2} = m_t \cdot \left(\frac{Z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_{ta}^* - c_t^* \right)$	$r_{\alpha 2}$	32,72
Радиус окружности впадин зубьев шестерни, мм		r_{f1}	38,42
Радиус окружности впадин зубьев колеса, мм		r_{f2}	23,61
Высота зубьев колес, мм	$h_{f1,2} = m_t \cdot h_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} \cdot \frac{h_{ta}^*}{m_t} + \frac{2c_t^*}{m_t} \right) \Delta y$	h	5,51
Толщина зуба по дуге делительной окружности шестерни, мм		s_1	3,32

+Толщина зуба по дуге делительной окружности колеса, мм	$\alpha_{a1,2} = \arccos\left(\frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}}\right)$	s_2	3,32
Угол профиля на окружности вершин зубьев шестерни, град		α_{a1}	34,74
Угол профиля на окружности вершин зубьев колеса, град		α_{a2}	39,12
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 + Z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{2 \cdot \pi} - \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{iW}}{2 \cdot \pi}$	ε_α	11,74
Допустимый коэффициент торцового перекрытия	1 - для косозубой передачи	$[\varepsilon_\alpha]$	1,00
Должно выполняться условие :	$\varepsilon_\alpha \geq [\varepsilon_\alpha]$	выполнено.	
Проверочный расчёт зубьев на изгиб			
Степень точности зубчатых колес	-----	n	7
Максимальный момент двигателя, Нм	Из тягового расчёта	$M_{E \max}$	145
Частота вращения шестерни при максимальном моменте, мин ⁻¹	Из тягового расчёта	n_1	3000
Частота вращения колеса при максимальном моменте, мин ⁻²	$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}}$	n_2	4615
Крутящий момент на валу шестерни, Нм	-----	M_1	145
Крутящий момент на валу колеса, Нм	$M_2 = M_1 \cdot U_{12}$	M_2	94
Окружная скорость вращения зубчатых колёс, м/с	$v = \frac{\pi \cdot r_i \cdot n_i}{30 \cdot 1000}$	v	13,29
Материал шестерни	-----	20ХГНМ	
Твёрдость поверхности зуба	Справочная величина	HRC	58

Окружная сила в зацеплении, Н	$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_{w1}}$	F_t	4023
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуб	1,02 для твердости поверхности зубьев >350НВ	$K_{F\beta}$	1,02
Коэффициент динамичности	1 – для косозубой передачи 7-й степени точности, с окружной скоростью 3...8 м/с	K_{Fv}	1
Коэффициент нагрузки	$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$	K_F	1,02
Коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни	Справочная величина	Y_{F1}	3,62
Коэффициент, учитывающий форму зуба колеса	Справочная величина	Y_{F2}	3,70
Коэффициент, учитывающий наклон зуба	$K_{F\alpha} = \frac{Y_{Fa} \cdot \beta^o}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} \cdot (n - 5)$	Y_β	0,79
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	$\sigma_{Fi} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{Fi} \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b_i \cdot m}$	$K_{F\alpha}$	0,54
Напряжение изгиба в зубе шестерни, МПа		σ_{F1}	246
Напряжение изгиба в зубе колеса, МПа		σ_{F2}	267
Предел выносливости при базовом числе циклов, МПа	Справочная величина	σ_{Flimb}^0	1180
Коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала	Справочная величина	$[S_F]'$	1,25
Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки	Справочная величина	$[S_F]''$	1
Коэффициент безопасности	$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$	$[S_F]$	1,25

Коэффициент реализации крутящего момента на передаче	Справочная величина	K_M	0,65
Допускаемое напряжение изгиба в зубе, МПа	$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F] \cdot K_M}$	$[\sigma_F]$	1452
Должны выполняться условия :	$\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]$	выполнено.	
	$\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]$	выполнено.	
Проверочный расчёт на контактную выносливость			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями	1 - для 7-й степени точности зубчатых колёс	$K_{H\alpha}$	1
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба	1,15 - для несимметричного расположения зубчатых колёс относительно опор и твердости поверхности зуба >350НВ	$K_{H\beta}$	1,15
Динамический коэффициент	$K_H \text{ Справочная величина}$ $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$	K_{Hv}	1,05
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба		K_H	1,21
Контактное напряжение на поверхности зуба, МПа	$\sigma_H = \frac{270}{a_w \sigma_{H \text{ limb}}^0} \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_H \cdot (U_{12} + 1)^3}{23b_H HRC_2^2}}$	σ_H	1447
Предел контактной выносливости при базовом числе циклов, МПа		$\sigma_{H \text{ limb}}^0$	1334
Коэффициент долговечности	Справочная величина	K_{HL}	1
Коэффициент безопасности	Справочная величина	$[S_H]$	1,1
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}^0 \cdot K_{HL}}{[S_H] \cdot K_M}$	$[\sigma_H]$	1866
Должно выполняться условие :	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	выполнено	

3.3.5 Проверочный расчёт первичного вала на прочность

Прочность валов коробки передач проверяют [7] при совместном действии изгиба и кручения. При этом в выполненных конструкциях коробок передач на низших передачах вал должен удовлетворять следующему условию:

$$\sigma_{рез} \leq 400 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{рез}$ - результирующее напряжение от действия кручения и изгиба.

$$\sigma_{рез} = \frac{M_{рез}}{W_{изг}} = \frac{32 \cdot M_{рез}}{\pi \cdot d_g^3}, \quad (3.30)$$

где $M_{рез}$ - результирующий момент, d_g - диаметр вала,

$$M_{рез} = \sqrt{M_G^2 + M_B^2 + T_{КР}^2}, \quad (3.31)$$

где M_G - момент в горизонтальной плоскости;

M_B - момент в вертикальной плоскости,

$T_{КР}$ - крутящий момент.

Исходные условия для расчёта:

- максимальн. крутящий момент двигателя $T_E = 145 \text{ Нм}$;
- передаточное число низшей передачи $u = 3,64$;
- диаметр рассчитываемой шестерни $d_\omega = 28,76 \text{ мм}$;
- угол наклона зуба $\beta_\omega = 26^\circ$; угол профиля зуба $\alpha_\omega = 20^\circ$.

Силы, действующие в зубчатом зацеплении:

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_E \cdot u}{d_\omega} = \frac{2 \cdot 145 \cdot 3,64}{0,02876} = 35691 \text{ Н}; \quad (3.32)$$

Радиальная сила:

$$F_r = \frac{2 \cdot T_E \cdot u \cdot \operatorname{tg} \alpha_\omega}{d_\omega \cdot \cos \beta_\omega} = \frac{2 \cdot 145 \cdot 3,64 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{0,02876 \cdot \cos 26^\circ} = 14453 \text{ Н}; \quad (3.33)$$

Осевая сила:

$$F_a = \frac{2 \cdot T_E \cdot u \cdot \operatorname{tg} \beta_\omega}{d_\omega} = \frac{2 \cdot 145 \cdot 3,64 \cdot \operatorname{tg} 26^\circ}{0,02876} = 17408 \text{ Н}. \quad (3.34)$$

Определение моментов в горизонтальной плоскости:

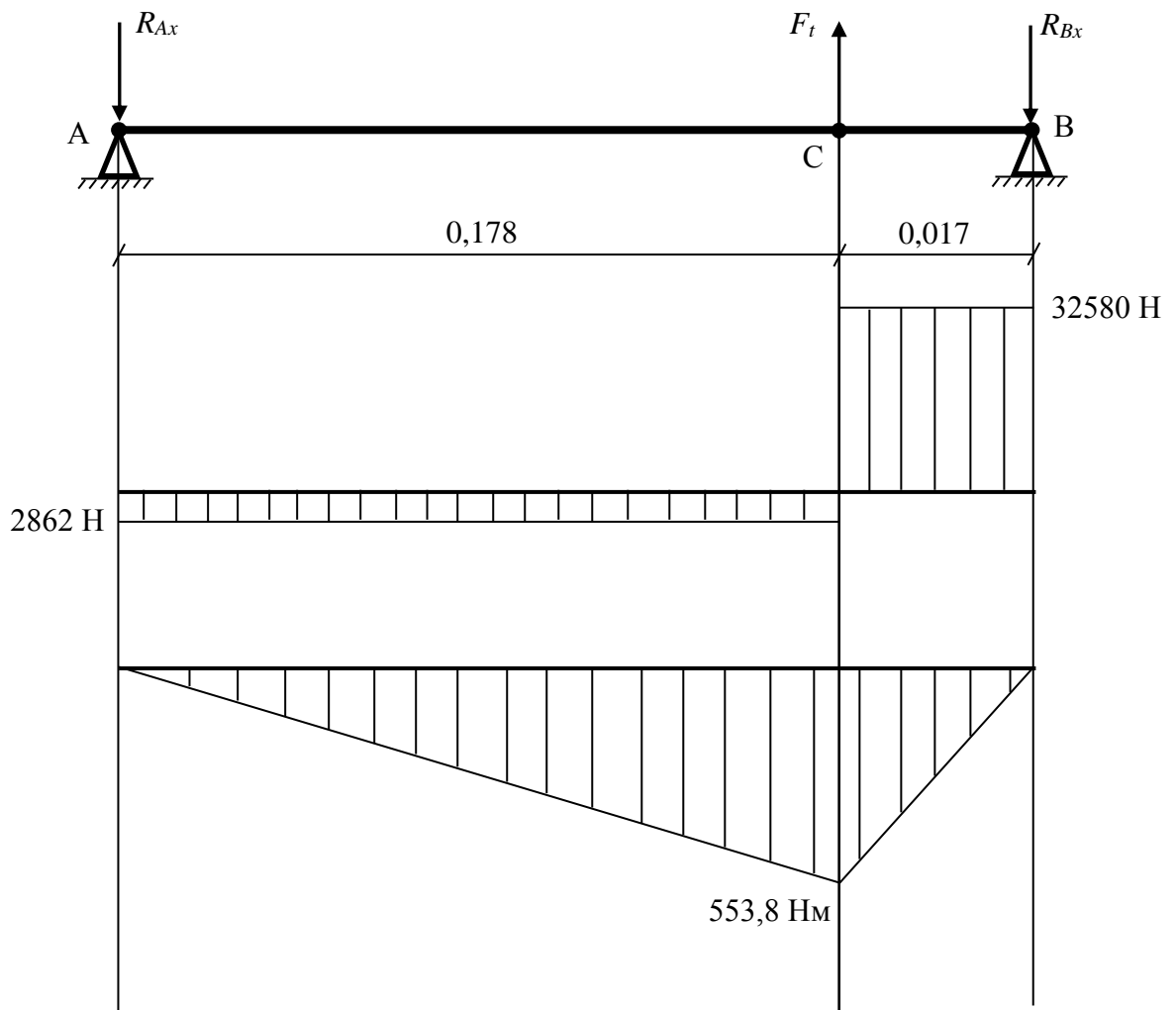


Рисунок 3.1 – Расчетная схема для определения моментов в горизонтальной плоскости

Определение реакций в опорах проведено с помощью рисунка 3.1:

$$\sum M_A = R_{Bx} \cdot 0,195 - F_t \cdot 0,178 = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t \cdot 0,178}{0,195} = \frac{32831 \cdot 0,178}{0,195} = 32580 \text{ Н. } \sum F_x = R_{Ax} - F_t + R_{Bx} = 0;$$

$$R_{Ax} = F_t - R_{Bx} = 35691 - 32580 = 3111 \text{ Н.}$$

Определение, действующих моментов с помощью рисунка 3.1:

$$M_C^{TOP} = R_{Ax} \cdot 0,178 = 3111 \cdot 0,178 = 553,8 \text{ Нм.}$$

Определение моментов в вертикальной плоскости проведено с помощью рисунка 3.2.

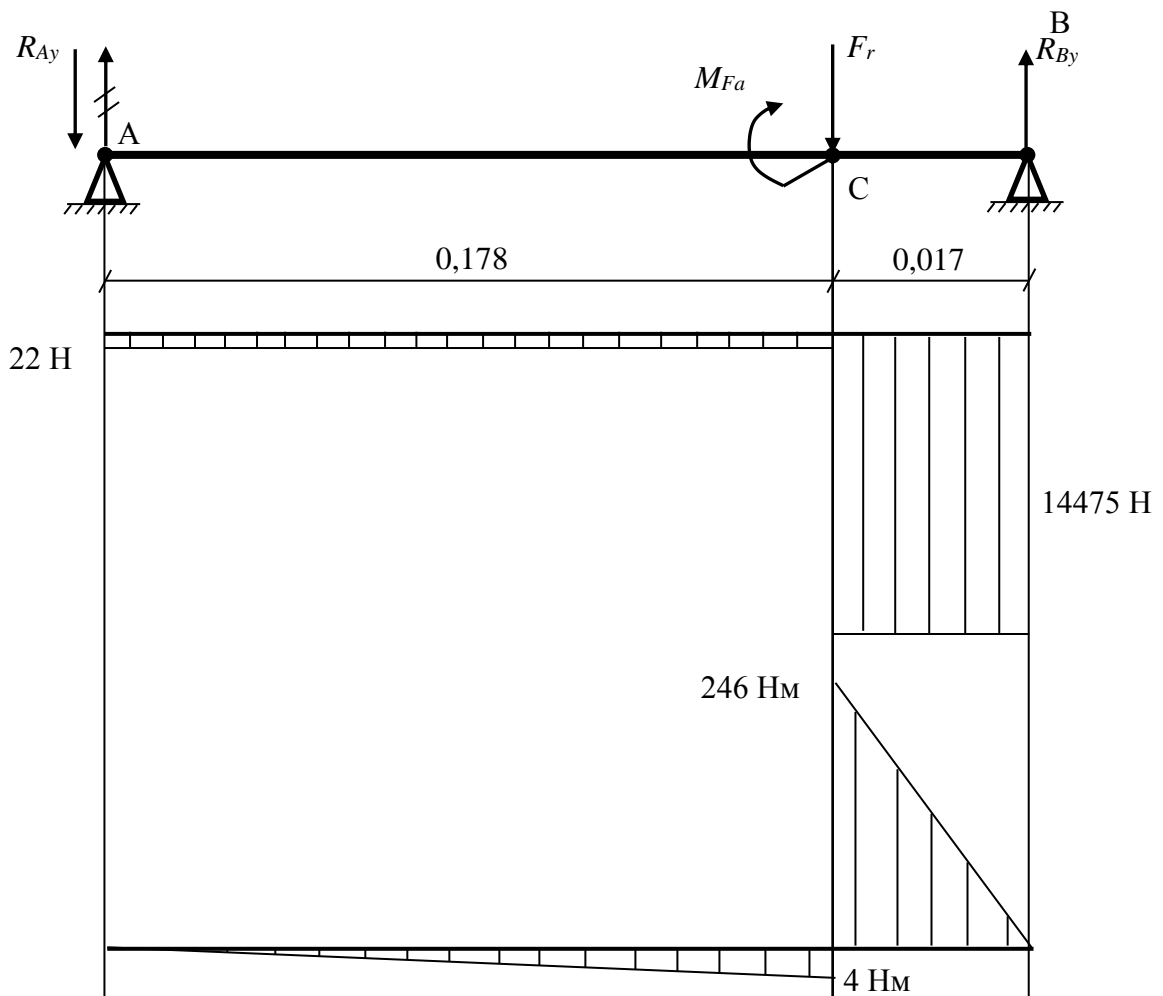


Рисунок 3.2 – Расчетная схема для определения моментов в вертикальной плоскости

$$M_{Fa} = \frac{F_a \cdot d_{\omega}}{2} = \frac{16013 \cdot 0,02876}{2} = 250 \text{ Нм.}$$

Определение реакций в опорах:

$$\sum M_A = R_{By} \cdot 0,195 - F_r \cdot 0,178 - M_{Fa} = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_r \cdot 0,178 + M_{Fa}}{0,195} = \frac{14453 \cdot 0,178 + 250}{0,195} = 14475 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = R_{Ay} \cdot 0,195 - F_r \cdot 0,017 + M_{Fa} = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot 0,017 - M_{Fa}}{0,195} = \frac{14453 \cdot 0,017 - 250}{0,195} = -22 \text{ Н.}$$

Определение, действующих моментов проведено с помощью рисунка 3.2:

$$M_{C \rightarrow}^{BEPT} = R_{Ay} \cdot 0,178 = 22 \cdot 0,178 = 4 \text{ Нм.}$$

$$M_{C \leftarrow}^{BEPT} = R_{By} \cdot 0,017 = 14475 \cdot 0,017 = 246$$

Определение моментов кручения

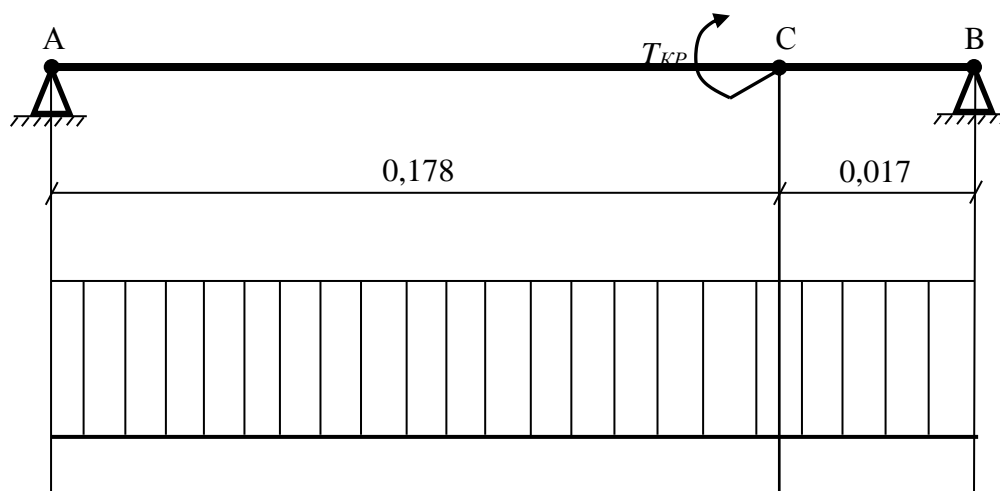


Рисунок 3.2 – Расчетная схема для определения моментов кручения

$$T_{KP} = \frac{F_t \cdot d_\omega}{2} = \frac{32831 \cdot 0,02876}{2} = 513,2 \text{ Нм.}$$

Определение результирующего момента

Определим значение результирующего момента в наиболее нагруженном сечении вала, которой является точка С. Диаметр вала в этой точке равен 0,03 м.

$$M_{рез} = \sqrt{M_G^2 + M_B^2 + T_{KP}^2} = \sqrt{553,8^2 + 246^2 + 513,2^2} = 794,1 \text{ Нм.} \quad (3.35)$$

Результирующее напряжение:

$$\sigma_{рез} = \frac{32 \cdot M_{рез}}{\pi \cdot d_s^3} = \frac{32 \cdot 731,7}{\pi \cdot 0,03^3} = 300 \text{ МПа.}$$

Полученное результирующее напряжение меньше допустимого (400 МПа), следовательно, исследуемый вал обеспечивает требуемую прочность.

3.3.6 Расчёт шлицевого соединения на вторичном валу

Исходные данные для расчёта:

- максимальный крутящий момент двигателя $T_E = 145 \text{ Нм} = 145000 \text{ Нм}$;
- передаточное число низшей передачи - $u = 3,64$;
- длина шлиц на валу- $b_1 = 13 \text{ мм}$; длина шлиц на ступице - $b_2 = 16 \text{ мм}$;
- рабочая ширина шлиц- $l = 13 \text{ мм}$;
- модуль- $m = 1,0583 \text{ м}$;
- число зубьев: $z = 33$.

Материал вторичного вала – Сталь 20ХГНМ, термообработка – нитроцементация, закалка и низкий отпуск.

Твердость поверхности ≥ 58 HRC. Материал ступицы синхронизатора – металлокерамика. Твердость поверхности ≥ 300 HV 0,5.

Расчет шлиц на смятие:

$$\sigma_{CM} = \frac{T_E \cdot u}{y \cdot F \cdot l \cdot r_{CP}} \leq [\sigma_{CM}], \quad (3.36)$$

где y – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев, $y = 0,8$;

F – площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на 1 мм длины шлицевого соединения, мм².

Для эвольвентных шлицев:

$$F = 0,8 \cdot m \cdot z, \quad (3.37)$$

$$F = 0,8 \cdot 1,0583 \cdot 33 = 27,9 \text{ мм}^2.$$

Радиус закругления, мм;

$$r_{CP} = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot m \cdot z, \quad (3.38)$$

$$r_{CP} = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 1,0583 \cdot 33 = 17,463 \text{ мм}.$$

$[\sigma_{CM}]$ – допустимое напряжение смятия, Н/мм²; $[\sigma_{CM}] = 137$ Н/мм².

$$\sigma_{CM} = \frac{145000 \cdot 3,64}{0,8 \cdot 27,9 \cdot 13 \cdot 17,463} = 104,2 \text{ Н/мм}^2. \quad \sigma_{CM} \leq [\sigma_{CM}]$$

Условие прочности шлицевого соединения смятию выполнено.

4 Технологическая часть

4.1 Анализ изменений конструкции, приводящих к изменению технологии сборки

В процессе модернизации в коробке передач (КП) изменены передаточные отношения 2, 3 и 5-й передач. Модернизация 5-ти ступенчатой коробки передач на базе КП автомобиля ВАЗ-2170 предполагает изготовление шестерен второй и третьей передач вторичного вала с изменённой геометрией.

Технологического процесс сборки модернизированной КП ни чем не отличается от техпроцесса сборки базовой КП. Для изготовления этих шестерен не требуется создание нового производства, а необходимо лишь перенастроить обрабатывающее оборудование. При разработке технологической части проекта использовалось учебное пособие [8].

4.2 Разработка техпроцесса сборки коробки передач

4.2.1 Выбор и обоснование техпроцесса сборки коробки передач

Выбор рациональной организации сборки во многом определяет эффективность всего производства изделий в машиностроении. Прежде всего, исходят из основных требований предъявляемых к процессу сборки, экономии рабочего времени и средств, сокращения продолжительности цикла, рационального использования производственных площадей.

Основными организационными формами сборки являются стационарная и подвижная. При стационарной сборке изделие полностью собирают на основном сборочном посту. Все детали и сборочные единицы, требуемые для сборки изделия, поступают на этот пост. При подвижной сборке собираемое изделие последовательно перемещается по сборочным постам, на каждом из которых выполняется определенная операция. Посты оснащаются приспособлениями и инструментами, необходимыми для выполнения данной операции. Детали и узлы для сборки поступают на соответствующие посты.

Для сборки коробки передач необходима поточная форма сборки.

При поточной сборке процесс расчленяют таким образом, что каждую операцию выполняет один рабочий или определенная группа рабочих. Объект сборки обычно последовательно перемещается от одного рабочего поста к другому. Однако при сборке крупногабаритных и тяжелых изделий они могут оставаться неподвижными на стандах, расположенных в технологической последовательности, а рабочий или группа рабочих выполняют на каждом объекте определенную операцию или комплекс работ, после этого переходят к следующему объекту, где осуществляют следующую операцию.

Основные факторы, характеризующие поточную сборку:

- закрепление за каждым рабочим местом определенной сборочной операции;
- передача собираемого объекта для выполнения следующей операции немедленно после окончания предыдущей;
- ритмичная синхронная работа на всех собираемых объектах сборочной линии;
- слаженная и четкая работа всех смежных участков и обслуживающих поток участников производства;
- возможность широкого внедрения средств механизации.

Поточная сборка наиболее распространена в крупносерийном и массовом производстве.

Характеристика организационной формы сборки:

1. Годовой фонд рабочего времени:

$$\Phi = D_p \cdot c \cdot T_{CM} \cdot \eta_p, \quad (4.1)$$

где D_p – число рабочих дней в году ($D_p = 259$);

c – число рабочих смен за день ($c = 1$);

T_{CM} – длительность рабочей смены ($T_{CM} = 8$ ч); η_p – коэффициент, учитывающий потери времени на ремонт оборудования ($\eta_p = 0,98$ – при односменной работе и $\eta_p = 0,97$ – при двухсменной работе).

$$\Phi = 259 \cdot 1 \cdot 8 \cdot 0,98 = 2030 \text{ ч.}$$

2. Такт линии:

$$r = \frac{\Phi \cdot 60}{N_{\text{год}}}, \quad (4.2)$$

где $N_{\text{год}}$ – годовая программа выпуска ($N_{\text{год}} = 60000$ шт.).

$$r = \frac{2030 \cdot 60}{60000} = 2,03 \text{ мин/шт.}$$

3. Ритм линии:

$$R = \frac{r}{60} = \frac{2,03}{60} = 0,034 \text{ ,шт./мин} \quad (4.3)$$

4. Темп линии:

$$T_{\text{л}} = \frac{60}{r} = \frac{60}{2,03} = 29,56 \text{ шт/ч}; \quad (4.4)$$

4.2.2 Составление технологического маршрута сборки изделия

Определение типа производства и организационной формы сборки

Таблица 4.1

Номер операции	Содержание основных и вспомогательных переходов	Время T, мин
Вал вторичный коробки передач в сборе		
1	Установить вал в приспособление	0,3
2	Смазать шестерню машинным маслом	0,5
3	Установить шестерню	0,6
4	Снять вал в сборе	0,3
5	Переместить вал в сборе на следующую позицию	0,2

Продолжение таблицы 4.1

6	Установить вал в приспособление	0,3
7	Установить блокирующие кольцо синхронизатора на вал	0,3
8	Установить синхронизатор на вал	0,3
9	Установить стопорное кольцо на вал	0,4
10	Установить блокирующие кольцо синхронизатора на вал	0,3
11	Снять вал в сборе	0,2
12	Переместить вал в сборе на следующую позицию	0,2
13	Установить вал в приспособление	0,3
14	Смазать шестерню машинным маслом	0,7
15	Установить шестерню	0,4
16	Снять вал в сборе	0,3
17	Переместить вал в сборе на следующую позицию	0,2
18	Установить вал в приспособление	0,2
19	Смазать шестерню машинным маслом	0,5
20.	Установить шестерню на вал	0,4
21	Установить стопорное кольцо на вал	0,3
22	Снять вал в сборе	0,3
23	Переместить вал в сборе на следующую позицию	0,2
24	Установить вал в приспособление	0,3
25	Смазать обойму машинным маслом	0,5
26	Установить обойму на вал	0,7
27	Снять вал в сборе	0,4
28	Переместить вал в сборе на следующую позицию	0,2
29	Установить вал в приспособление	0,3
30	Смазать шестерню машинным маслом	0,3
31	Установить шестерню на вал	0,4
32	Установить стопорное кольцо на вал	0,6
33	Снять вал в сборе	0,2
34	Переместить вал в сборе на следующую позицию	0,2
35	Установить вал в приспособление	0,2
36	Установить блокирующие кольцо синхронизатора на вал	0,3
37	Установить синхронизатор на вал	0,3

38	Установить стопорное кольцо на вал	0,5
39	Установить блокирующее кольцо синхронизатора на вал	0,4
40	Снять вал в сборе	0,2
41	Переместить вал в сборе на следующую позицию	0,2
42	Установить вал в приспособление	0,3
43	Смазать шестерню машинным маслом	0,3
44	Установить шестерню на вал	0,5
45	Установить шайбу упорную на вал	0,3
46	Снять вал в сборе	0,3
47	Переместить вал в сборе на следующую позицию	0,2
48	Установить вал в приспособление	0,3
49	Установить подшипник	0,7
50	Установить шайбу упорную	0,4
51	Снять вал в сборе	0,3
52	Переместить вал в сборе на следующую позицию	0,2
53	Установить вал в приспособление	0,3
54	Установить втулку	1,1
55	Снять вал в сборе	0,3
56	Переместить вал в сборе на следующую позицию	0,2
57	Произвести контроль качества сборки вторичного вала	1,9
58	Переместить вал в сборе на общую сборку	0,2
Итого изделия:		21,7

4.2.3 Технологический процесс сборки вторичного вала коробки передач

Таблица 4.2

ТГУ	Технологическая карта сборки	
	Наименование изделия	Вторичный вал МКП

Номер операции	Номер перехода	Содержание операций, переходов	Номера деталей и их кол-во, поступающие на сборку	Оборудование	Приспособления, оборудованные, инструмент	Инструмент		Норма времени, мин.			
						Рабочий	Контрольный				
1	2	3	4	5	6	7	8	9			
005	1	Установить вал в приспособление	2111-1701105	Грузонесущий подвесной конвейер	Специальное направляющее приспособление			0,3			
	2	Смазать шестерню машинным маслом	- 1 штука 2111-1701127					0,5			
	3	Установить шестерню	- 1 штука 2111-1701127					-	-	0,6	
	4	Снять вал в сборе	- 1 штука							0,3	
	5	Переместить вал в сборе на следующую позицию								0,2	
Итого:								1,9			
010	1	Установить вал в приспособление		Грузонесущий подвесной конвейер	Специальное направляющее приспособление	Устройство для монтажа колец Молоток слесарный двойной по ГОСТ 2310-77		0,3			
	2	Установить блокирующие кольцо синхронизатора на вал						2111-1701164	- 1 штука	0,3	
	3	Установить синхронизатор на вал						2111-1701110	- 1 штука	0,3	
	4	Установить стопорное кольцо на вал						2111-1701117	- 1 штука	0,4	
	5	Установить блокирующие кольцо синхронизатора на вал						2111-1701164	- 1 штука	0,3	
	6	Снять вал в сборе									0,2
	7	Переместить вал в									

		сборе на следующую позицию	- 1 штука					0,2			
	Итого:							2,0			
015	1	Установить вал в приспособление		Грузонесущий подвесной конвейер	Специальное направляющее приспособление			0,3			
	2	Смазать шестерню машинным маслом	2111-1701112 - 1 штука						0,7		
	3	Установить шестерню	2111-1701112 - 1 штука					-	-	0,4	
	4	Снять вал в сборе								0,3	
	5	Переместить вал в сборе на следующую позицию								0,2	
	Итого:							1,9			
020	1	Установить вал в приспособление		Грузонесущий подвесной конвейер	Специальное направляющее приспособление	Устройство для монтажа колец		0,2			
	2	Смазать шестерню машинным маслом	2111-2302017 - 1 штука							0,5	
	3	Установить шестерню на вал	2111-2302017 - 1 штука							Молоток	0,4
	4	Установить стопорное кольцо на вал	2111-2302030 - 1 штука							слесарный двойной по ГОСТ 2310-77	0,3
	5	Снять вал в сборе									0,3
	6	Переместить вал в сборе на следующую позицию									0,2
	Итого:							1,9			
025	1	Установить вал в приспособление			Специальное направляющее приспособление	Молоток слесарный двойной по		0,3			
	2	Смазать обойму машинным маслом	2111-1701180 - 1 штука						-	0,5	

	3	Установить обойму на вал	2111-1701180 - 1 штука			ГОСТ 2310-77		0,7
	4	Снять вал в сборе						0,4
	5	Переместить вал в сборе на следующую позицию						0,2
								2,1
030	1	Установить вал в приспособление		Грузонесущий подвесной конвейер	Специальное направляющее приспособление	Устройство для монтажа колец	-	0,3
	2	Смазать шестерню машинным маслом	2111-1701131 - 1 штука					0,3
	3	Установить шестерню на вал	2111-1701131 - 1 штука					0,4
	4	Установить стопорное кольцо на вал	2111-2302030 - 1 штука					0,6
	5	Снять вал в сборе						0,2
	6	Переместить вал в сборе на следующую позицию						0,2
	Итого:							2,0
035	1	Установить вал в приспособление		Грузонесущий подвесной конвейер	Специальное направляющее приспособление	Устройство для монтажа колец	-	0,2
	2	Установить блокирующие кольцо синхронизатора на вал	2111-1701164 - 1 штука					0,3
	3	Установить синхронизатор на вал	2111-1701114 - 1 штука					0,3
	4	Установить стопорное кольцо на вал	2111-1701117 - 1 штука					0,5
035	5	Установить блокирующие кольцо синхронизатора на вал	2111-1701164 - 1 штука		Специальное установочное приспособление (двойная оправка)	Молоток слесарный двойной по ГОСТ 2310-77		0,4

	6	Снять вал в сборе						0,2		
	7	Переместить вал в сборе на следующую позицию						0,2		
	Итого:2,1									
040	1	Установить вал в приспособление						0,3		
	2	Смазать шестерню машинным маслом	2111-1701146 - 1 штука		Специальное направляющее приспособление			0,3		
	3	Установить шестерню на вал	2111-1701146 - 1 штука			-	-	0,5		
	4	Установить шайбу упорную на вал	2111-1701148 - 1 штука					0,3		
	5	Снять вал в сборе						0,3		
	6	Переместить вал в сборе на следующую позицию						0,2		
	Итого:								1,9	
045	1	Установить вал в приспособление		Грузонесущий подвесной конвейер		Специальное направляющее приспособление	Молоток слесарный двойной по ГОСТ 2310-77		0,3	
	2	Установить подшипник	2111-1701033 - 1 штука						0,7	
	3	Установить шайбу упорную	2111-1701159 - 1 штука						-	0,4
	4	Снять вал в сборе								0,3
	5	Переместить вал в сборе на следующую позицию								0,2
Итого:								1,9		
050	1	Установить вал в приспособление			Специальное направляющее приспособление	Молоток слесарный двойной		0,3		
	2	Установить втулку	2111-1701133					-	1,1	

	3	Снять вал в сборе	- 1 штука 2111- 1701100		ление	ой по ГОСТ 2310- 77		0,3
	4	Переместить вал в сборе на следующую позицию	- 1 штука 2111- 1701100 - 1 штука					0,2
	Итого:							1,9
055	1	Произвести контроль качества сборки вторичного вала	2111- 1701100 - 1 штука	Стол контрольн ый				1,9
	2	Переместить вал в сборе на общую сборку	2111- 1701100 - 1 штука	Грузонесу щий подвесной конвейер		-	-	0,2
	Итого:							2,1
Всего:							21,7	

5 Экономическая часть

Введение

При установлении целесообразности разработки новой техники за базу принимается 5-ти ступенчатая коробка передач ВАЗ-2170. В настоящее время данная коробка передач устанавливается на серийные автомобили семейства ВАЗ-2190 и ВАЗ-1118. Базовый вариант зарекомендовал себя технически надежным и долговечным, с хорошими эксплуатационными качествами.

Модернизация коробки передач заключается в изменении передаточных чисел второй, третьей и пятой ступеней коробки передач с целью повышения эффективности преобразования энергии двигателя.

Величина экономического эффекта главным образом будет зависеть от общественной значимости проекта, так как технические решения не позволяют снизить производственную стоимость модернизированной коробки передач, в связи с возникновением дополнительных затрат, обусловленных внедрением новой техники.

Обоснованием общественной значимости проекта будет снижение затрат на топливо при эксплуатации автомобиля с модернизированной коробкой передач, что особенно актуально в свете роста цен на бензин.

5.1 Расчёт себестоимости проектируемой коробки передач

Исходные данные для расчёта себестоимости проектируемой коробки передач, полученные при прохождении преддипломной практики на ООО «АвтоВАЗ», а также на кафедре «Проектирование и эксплуатация автомобилей», сведём в таблицу 5.1.

Таблица 5.1

Коэффициенты к расчету	Обозначение	Ед. изм	Значение
1 Годовая программа выпуска изделия	$V_{ГОД}$	шт.	60000
2 Коэффициент отчислений в страховые фонды	$E_{СФ.}$	%	30
3 Коэффициент общезаводских расходов	$E_{ОБ.ЗАВОД.}$	%	150
4 Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов	$E_{КОМ.}$	%	5
5 Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования	$E_{ОБОР.}$	%	194
6 Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов	$K_{ТЗР}$	%	3
7 Коэффициент цеховых расходов	$E_{ЦЕХ.}$	%	183
8 Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	$E_{ИНС.}$	%	3
9 Коэффициент рентабельности и плановых накоплений	$K_{РЕНТ.}$	%	30
10 Коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве	$K_{ВЫП.}$	%	8
11 Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	$K_{ПРЕМ.}$	%	20
12 Коэффициент возвратных отходов	$K_{ВОТ}$	%	1,5
13 Коэффициент капиталообразующих инвестиций	$K_{ИНВ}$	%	1,1

5.1.1 Расчет статьи затрат «Сырье и материалы»:

$$M = C_{Mi} \cdot Q_{Mi} \cdot \left(1 + \frac{K_{ТЗР}}{100} - \frac{K_{ВОТ}}{100} \right), \quad (5.1)$$

где C_{Mi} - оптовая цена материала i -го вида, руб.;

Q_{Mi} – норма расхода материала i -го вида, кг, м.

Таблица 5.2 - Расчет затрат на сырье и материалы

Наименование полуфабрикатов	Норма расхода*	Средняя цена за ед. изм., руб.	Сумма, руб.
1 Горячекатаный прокат, кг	36,34	55,33	2010,69
2 Литье цветного металла, кг	13,37	106,6	1425,24
3 Химикаты, кг	1,54	66,72	102,75
4 Прочие материалы, руб.	16,04	68,96	1106,12
ИТОГО:			4644,80
Транспортно-заготовительные расходы:			139,34
Возвратные отходы:			92,90
ВСЕГО:			4691,24

* В соответствии с техническими условиями на изготовление серийной коробки передач, с учётом внесённых в конструкцию изменений.

5.1.2 Расчет статьи затрат «Покупные изделия и полуфабрикаты»:

$$P_{II} = C_i \cdot n_i \cdot \left(1 + \frac{K_{ТЗР}}{100}\right), \quad (5.2)$$

где C_i – оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, руб.

n_i – количество покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, шт.

Таблица 5.3 - Расчет затрат на покупные изделия

Наименование полуфабрикатов	Количество, шт.	Цена за 1 шт., руб.	Сумма, руб.
1 Подшипники:			
2111 – 1701033	2	98	196,00
2111 – 1701031 – 01	1	120	120,00
2111 – 1701180 – 01	1	175	175,00
2111 – 2303036 – 01	2	110	220,00
2 Электрооборудование, датчики, руб.			13,82
3 Изделия из пластмассы, руб.			124,12
ИТОГО:			848,94
Транспортно-заготовительные расходы:			25,47
ВСЕГО:			874,41

5.1.3 Расчет статьи затрат «Основная заработная плата»:
производственных рабочих»:

$$Z_o = Z_T \cdot \left(1 + \frac{K_{ПРЕМ}}{100}\right), \quad (5.3)$$

где Z_T - тарифная заработная плата, руб., которая рассчитывается по формуле:

$$Z_T = C_p \cdot m, \quad (5.4)$$

где C_p - часовая тарифная ставка, руб;

m - трудоемкость выполнения операции, час.

Таблица 5.4

Виды операций	Разряд работы	Трудоемкость	Часовая тарифная ставка, руб.	Тарифная зарплата, руб.
1 Сборочные	4	4,77	94,7	451,72
2 Испытательные	5	0,75	110,5	82,88
ИТОГО:				534,60
Премияльные доплаты:				106,92
Основная з/п:				641,52

5.1.4 Расчет статьи затрат «Дополнительная заработная плата производственных рабочих»:

$$Z_{ДОП} = Z_o \cdot K_{ВЫП}, \quad (5.5)$$

$$Z_{ДОП} = 641,52 \cdot 0,08 = 51,32 \text{ руб.}$$

5.1.5 Расчет статьи затрат «Отчисления в страховые фонды»:

$$C_{СФ} = (Z_o + Z_{ДОП}) \cdot E_{СФ}, \quad (5.6)$$

$$C_{СФ} = (641,52 + 51,32) \cdot 0,30 = 207,85 \text{ руб.}$$

5.1.6 Расчет статьи затрат «Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования»:

$$C_{СОД.ОБ} = Z_O \cdot E_{ОБОР}, \quad (5.7)$$

$$C_{СОД.ОБ} = 641,52 \cdot 1,94 = 1244,55 \text{ руб.}$$

5.1.7 Расчет статьи затрат «Цеховые расходы»:

$$C_{ЦЕХ} = Z_O \cdot E_{ЦЕХ}, \quad (5.8)$$

$$C_{ЦЕХ} = 641,52 \cdot 1,83 = 1173,98 \text{ руб.}$$

5.1.8 Расчет статьи затрат «Расходы на инструмент и оснастку»:

$$C_{ИНСТР} = Z_O \cdot E_{ИНСТР}, \quad (4.9)$$

$$C_{ИНСТР} = 641,52 \cdot 0,03 = 19,25 \text{ руб.}$$

5.1.9 Расчет цеховой себестоимости:

$$C_{ЦЕХ.С/С} = M + \Pi u + Z_O + Z_{ДО} + C_{СФ} + C_{СОД.ОБ} + C_{ЦЕХ} + C_{ИНСТР} \quad (5.10)$$

$$\begin{aligned} C_{ЦЕХ.С/С} &= 4691,24 + 874,41 + 641,52 + 51,32 + 207,85 + 1244,55 + 1173,88 + 19,25 \\ &= 8904,02 \text{ руб.} \end{aligned}$$

5.1.10 Расчёт статьи затрат «Общезаводские расходы»:

$$C_{ОБ.ЗАВОД} = Z_O \cdot E_{ОБ.ЗАВОД}, \quad (5.11)$$

$$C_{ОБ.ЗАВОД} = 641,52 \cdot 1,5 = 962,28 \text{ руб.}$$

5.1.11 Расчет общезаводской себестоимости:

$$C_{ОБ.ЗАВОД.С/С} = C_{ОБ.ЗАВОД} + C_{ЦЕХ.С/С} \quad (5.12)$$

$$C_{ОБ.ЗАВОД.С/С} = 962,28 + 8904,02 = 9866,3 \text{ руб.}$$

5.1.12 Расчёт статьи «Коммерческие расходы»:

$$C_{КОМ.} = C_{ОБ.ЗАВОД.С/С} \cdot E_{КОМ}; \quad (5.13)$$

$$C_{КОМ.} = 9866,3 \cdot 0,05 = 493,32 \text{ руб.}$$

5.1.13 Расчёт полной себестоимости:

$$C_{ПОЛ.} = C_{ОБ.ЗАВОД.С/С} + C_{КОМ.}; \quad (5.14)$$

$$C_{ПОЛ.} = 8966,3 + 493,32 = 9459,62 \text{ руб.}$$

5.1.14. Отпускная цена для базовой и проектируемой коробки передач:

$$Ц_{отп} = C_{пол} + П_n \quad (5.15)$$

$$Ц_{отп} = 8307,77 + 2492,33 = 10800 \text{ руб.}$$

$$Ц_{ОПТ.П} = Ц_{ОПТ.Б} = 12297,5 \text{ руб}$$

Затраты на производство базового и проектируемого двигателя сведём в таблицу 5.5.

Таблица 5.5 - Сравнительная калькуляция себестоимости базовой и проектируемой коробки передач автомобиля ВАЗ-2170

Показатели	Обозначение	Затраты на единицу изделия (база)*	Затраты на единицу изделия (проект)
1 Стоимость основных материалов	M	4624,53	4691,24
2 Стоимость комплектующих изделий	$П_u$	874,41	874,41
3 Основная заработная плата производственных рабочих	$З_o$	297,40	641,52
4 Дополнительная заработная плата производственных рабочих	$З_{доп.}$	104,09	51,32
5 Отчисления в страховые фонды	$С_{сф}$	104,39	207,85

Продолжение таблицы 5.5

6 Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	$C_{сод.об}$	594,8	1244,55
7 Цеховые расходы	$C_{цех}$	624,54	1173,88
8 Расходы на инструмент и оснастку	$C_{инстр}$	8,92	19,25
9 Цеховая себестоимость	$C_{цех с/с}$	7233,08	8904,02
10 Обще заводские расходы	$C_{об.завод}$	832,72	962,28
11 Обще заводская себестоимость	$C_{обз. с/с}$	8065,80	9866,3
12 Коммерческие расходы	$C_{ком}$	241,97	493,32
13 Полная себестоимость	$C_{пол}$	8307,77	9459,62
14 Отпускная цена	$C_{отп}$	10800	10800

* Калькуляция себестоимости базовой коробки передач автомобиля ВАЗ-2170 приведена на основании предварительно проведённого расчёта, исходя из норм и требований предъявляемых к изготовлению серийной коробки передач автомобиля ВАЗ-2170, полученных на Волжском автомобильном заводе в ходе прохождения преддипломной практики.

Сравнение калькуляций себестоимости базовой и проектируемой коробок передач автомобиля ВАЗ-2170 показывает, что предложенная в дипломном проекте модернизация конструкции приводит к увеличению затрат на изготовление сцепления в связи с возникновением дополнительных затрат, обусловленных увеличением объёма используемых материалов, а следовательно экономический эффект от внедрения предлагаемой конструкции может быть достигнут только вследствие его социальной значимости.

5.2 Расчёт точки безубыточности проекта

В качестве исходных данных для определения порога прибыли (точка безубыточности) используем таблицу 5.5. В рыночной экономике, когда цены на товары и объёмы производства диктуются рынком, предприятие всегда стоит перед выбором, сколько продукции производить при сложившейся на рынке цене, чтобы получить желаемую прибыль. Решение этой проблемы

вытекает из ответа на вопрос может ли предприятие достигнуть безубыточности при продаже определенного объема своей продукции по данной цене.

Для определения объема продаж, при котором организация будет способна покрыть все свои расходы без получения прибыли, используются аналитический и графический методы определения критического объема производства.

Точка критического объема производства зависит от трех факторов:

- продажной цены производимого продукта;
- переменных издержек производства, реализации и управления;
- фиксированных издержек производства, реализации и управления.

В точке критического объема (точке безубыточности производства) прибыль равна нулю, а объем продаж покрывает переменные ($Z_{\text{ПЕРЕМ.}}$) и постоянные ($Z_{\text{ПОСТ.}}$) издержки.

Тогда математическая формула безубыточности будет иметь следующий вид:

$$C_{\text{ОТП}} \cdot V_{\text{ГОД}} = Z_{\text{ПОСТ}} + Z_{\text{ПЕР.УД}} \cdot V_{\text{ГОД}}, \quad (5.16)$$

где $C_{\text{ОТП}}$ - цена продукции;

$V_{\text{ГОД.}}$ - объем производства; $V_{\text{ГОД.}} = 60000$ изд.

$Z_{\text{ПОСТ.}}$ - постоянные издержки; $Z_{\text{ПЕРЕМ.УД.}}$ - переменные удельные издержки.

5.2.1 Определение переменных затрат:

- на единицу изделия:

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.УД.}}^{\text{П}} = M + \text{Пи} + Z_{\text{О}} + Z_{\text{ДОП.}} + C_{\text{Сф}} \quad (5.17)$$

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.УД.}}^{\text{П}} = 4691,24 + 874,41 + 641,52 + 51,32 + 207,85 = 6466,34 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{ПЕРЕМ.}}^{\text{П}} = Z_{\text{ПЕРЕМ.УД.}}^{\text{П}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (5.18)$$

- на годовую программу выпуска изделия: $Z_{\text{ПЕРЕМ.}}^{\text{П}} = 6466,34 \cdot 60000 = 366333600$ руб.

5.2.2 Определение постоянных затрат

- на единицу изделия:

$$Z_{\text{ПОСТ.УД.}}^{\text{П}} = C_{\text{СОД.ОБОР}} + C_{\text{ИНСТР}} + C_{\text{ЦЕХ}} + C_{\text{ОБ.ЗАВОД}} + C_{\text{КОМ}}, \quad (5.19)$$

$Am_{\text{УД.}}$ - амортизационные отчисления, руб.

$$Am_{\text{УД.}} = (C_{\text{СОД.ОБОР}} + C_{\text{ИНСТР}}) \cdot H_A, \quad (5.20)$$

здесь H_A - доля амортизационных отчислений, %; принимаем $H_A = 14,3\%$.

$$Am_{\text{УД.}} = (1244,55 + 19,25) \cdot 0,143 = 180,72 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{ПОСТ.УД.}}^{\text{П}} = 1244,55 + 19,25 + 1173,88 + 962,28 + 493,32 = 3893,28 \text{ руб.}$$

- на годовую программу выпуска изделия:

$$Z_{\text{ПОСТ.}}^{\text{П}} = Z_{\text{ПОСТ.УД.}}^{\text{П}} \cdot V_{\text{ГОД}} \quad (5.21)$$

$$Z_{\text{ПОСТ.}}^{\text{П}} = 3893,28 \cdot 60000 = 114388800 \text{ руб.}$$

5.2.3 Расчёт полной себестоимости годовой программы выпуска изделия:

$$C_{\text{ПОЛН.Г.}}^{\text{П}} = C_{\text{ПОЛН.}}^{\text{П}} \cdot V_{\text{ГОД}} = 9459,62 \cdot 60000 = 505146600 \text{ руб.} \quad (5.22)$$

5.2.4 Расчёт выручки от реализации изделия:

$$\text{Выручка}^{\text{П}} = Ц_{\text{ОТП.}}^{\text{П}} \cdot V_{\text{ГОД}}; \quad (5.23)$$

$$\text{Выручка}^{\text{П}} = 10800 \cdot 60000 = 648006000 \text{ руб.}$$

5.2.5 Расчёт маржинального дохода:

$$D_{\text{МАРЖ}} = \text{Выручка} - Z_{\text{ПЕРЕМ}}; \quad (4.24)$$

$$D_{\text{МАРЖ.}} = 648006000 - 366333600 = 281672400 \text{ руб.}$$

5.2.6 Расчёт критического объёма продаж:

$$A_{\text{КРИТ}} = \frac{Z_{\text{ПОСТ.}}^{\text{П}}}{C_{\text{ОТП.}}^{\text{П}} - Z_{\text{ПЕРЕМ.УД.}}^{\text{П}}}; \quad (5.25)$$

$$A_{\text{КРИТ.}} = 114388800 / (10800 - 6466,34) = 24366,35 \approx 24370 \text{ изд.}$$

5.2.7 Определение точки безубыточности графическим методом.

Графический метод определения критической точки объёма производства проектируемой коробки передач представлен на рисунке 5.1.

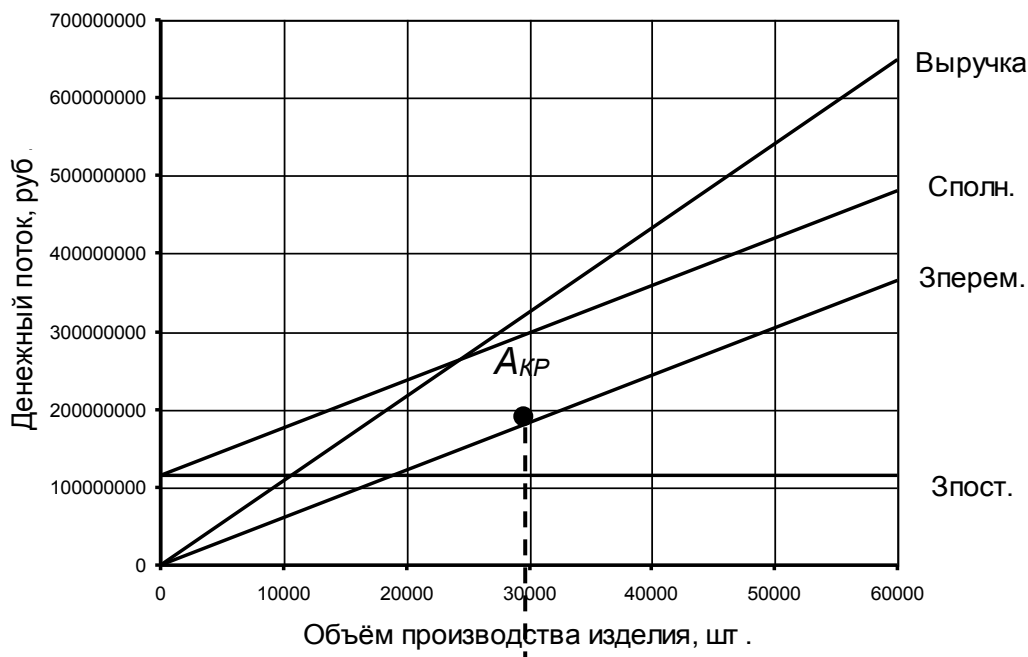


Рисунок 5.1- Определение точки безубыточности

5.3 Расчёт коммерческой эффективности проекта

Срок эксплуатации нового изделия – 5 лет.

Объём продукции увеличивается равномерно с каждым годом, нарастающим итогом

на:

$$\Delta = \frac{V_{\text{МАКС}} - A_{\text{КРИТ}}}{n - 1}, \quad (5.26)$$

где $V_{\text{МАКС}}$ - максимальный объём продаж, шт. ($V_{\text{МАКС}} = 60000$ шт.); n - количество лет с учётом предпроизводственной подготовки, принимаем $n = 6$.

$$\Delta = (60000 - 24370)/(6-1) = 7126 \text{ изд.}$$

5.4.1 Выручка по годам:

$$\text{Выручка}_i = Ц_{\text{ОТП.}} \cdot V_{\text{ПРОД } i} \quad (5.27)$$

где: $V_{\text{ПРОД } i}$ - объём продаж в i -ом году; $V_{\text{ПРОД } i} = A_{\text{КРИТ}} + \Delta$.

Года	1 год	2 год	3 год	4 год	5 год
$V_{\text{ПРОД.}}$	31496	38622	45748	52874	60000
<i>Выручка</i>	340156800	417121462,2	494082974,8	571044487,4	648006000

5.3.2 Переменные затраты по годам:

$$З_{\text{ПЕРЕМ } i} = З_{\text{ПЕРЕМ.УД}} \cdot V_{\text{ПРОД } i} \quad (5.28)$$

Года	1	2	3	4	5
$З_{\text{ПЕРЕМ.}}^Б$	189127810,7	231918158	274708505,4	317498852,7	360289200
$З_{\text{ПЕРЕМ.}}^П$	192300717,8	235808938,3	279317158,9	322825379,4	366333600

5.3.3 Постоянные затраты для базового варианта:

$$З_{\text{ПОСТ.}}^Б = З_{\text{ПОСТ.УД.}}^Б \cdot V_{\text{МАКС}} \quad (5.29)$$

$$Z_{\text{ПОСТ.УД.}}^B = C_{\text{СОД.ОБОР.}} + C_{\text{ИНС.}} + C_{\text{ЦЕХ.}} + C_{\text{ОБ.ЗАВОД.}} + C_{\text{КОМ.}} \quad (5.30)$$

$$Z_{\text{ПОСТ.УД.}}^B = 594,8 + 8,92 + 624,54 + 832,72 + 241,97 = 1897,33 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{ПОСТ.}}^B = 1897,33 * 60000 = 113839800 \text{ руб.}$$

5.3.4 Постоянные затраты для проектного варианта:

$$Z_{\text{ПОСТ.}}^П = 1906,48 * 60000 = 114388800 \text{ руб.}$$

5.3.5 Амортизация:

$$Am = Am_{\text{УД}} \cdot V_{\text{МАКС.}} \quad (5.31)$$

$$Am = 78,76 * 600000 = 4725600 \text{ руб.}$$

5.3.6 Полная себестоимость по годам:

$$C_{\text{ПОЛН.}i} = Z_{\text{ПЕРЕМ.}i} + Z_{\text{ПОСТ.}} \cdot \quad (5.32)$$

Года	1	2	3	4	5
$C_{\text{ПОЛН.}}^B$	302967610,7	345757958	388548305,4	431338652,7	474129000
$C_{\text{ПОЛН.}}^П$	306689517,8	350197738,3	393705958,9	437214179,4	480722400

5.3.7 Налогооблагаемая прибыль по годам:

$$Pr.\text{обл.}_i = \text{Выручка}_i - C_{\text{ПОЛН.}i} \quad (5.33)$$

Года	1	2	3	4	5
$Pr.\text{обл.}^B$	37192338,88	71363504,16	105534669,4	139705834,7	173877000
$Pr.\text{обл.}^П$	33470431,84	66923723,88	100377015,9	133830308	167283600

Налог на прибыль – 20 % от налогооблагаемой прибыли по годам.

$$H_{\text{пр.}i} = \text{Пр.обл.}_i \cdot 0,20 \quad (5.34)$$

Года	1	2	3	4	5
$H_{\text{пр.}i}^B$	7438467,78	14272700,83	21106933,89	27941166,94	34775400
$H_{\text{пр.}i}^П$	6694086,37	13384744,78	20075403,18	26766061,59	33456720

5.3.7 Прибыль чистая по годам:

$$\text{Пр.ч.}_i = \text{Пр.обл.}_i - H_{\text{пр.}i} \quad (5.35)$$

Года	1	2	3	4	5
Пр.ч.^B	29753871,1	57090803,33	84427735,55	111764667,8	139101600
$\text{Пр.ч.}^П$	26776345,47	53538979,1	80301612,74	107064246,4	133826880

5.3.8 Расчёт общественного эффекта получаемого в результате снижения путевого расхода топлива автомобиля с модернизированной коробкой передач:

$$\text{Эобщ.} = (\text{Стб.} - \text{Стн}) \cdot V_i = (0,001 \cdot Z_2 \cdot (g_{\text{тб}} - g_{\text{тн}}) \cdot C_m \cdot K_m) \cdot V_i \quad (5.37)$$

где Стб. , Стн – расход топлива на базовый и проектируемый автомобиль соответственно, руб;

Z_2 – годовой пробег автомобиля, тыс.км;

$g_{\text{тб}}$, $g_{\text{тн}}$ – расход топлива базового и модернизированного автомобиля, л/100 км;

C_m – цена топлива за 1 л;

K_m – коэффициент повышения расхода топлива в зимний период, $K_m = 1,04$.

Годовой пробег автомобиля: $Z_2 = 30$ тыс. км,

Путевой расход топлива при скорости 90 км/ч (данные тягового расчёта автомобиля): $g_{Тб} = 8,30$ л/100км; $g_{Тп} = 8,03$ л/100км. Цена топлива за литр:

$C_m = 33$ руб (АИ 92)

Года	1	2	3	4	5
$\mathcal{E}_{общ}$	8214786,72	10073390,04	11931993,36	13790596,68	15649200

5.3.9 Текущий чистый доход (накопленное сальдо) по годам:

$$ЧД_i = Пр.ч._i^П - Пр.ч._i^Б + Ам + \mathcal{E}_{общ} \quad (5.38)$$

Года	1	2	3	4	5
$ЧД_i$	9962861,09	11247165,81	12531470,55	13815775,27	15100080

5.3.10 Дисконтирование денежного потока

Процентная ставка на капитал:

Коэффициент дисконтирования:

$$\alpha_{ti} = \frac{1}{(1 + Ecm_i)^t} \quad (5.39)$$

где Ecm_i – процентная ставка на капитал, $Ecm_i = 10\%$; t – год приведения затрат и результатов (расчетный год).

Года	1	2	3	4	5
α_t	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621

5.3.11 Чистый дисконтированный поток реальных денег:

$$ЧДД_i = ЧД_i \cdot \alpha_i(Есм_i) \quad (5.40)$$

Года	1	2	3	4	5
$ЧДД_i$	9056240,73	9290158,96	9411134,38	9436174,51	9377149,68

5.3.12 Суммарный ЧДД:

$$\Sigma ЧДД_t = \Sigma ЧД_i \cdot \alpha_{t,i}(Есм_i) \quad (5.41)$$

$$\Sigma ЧДД_t = 46570858,26 \text{ руб.}$$

5.3.13 Расчёт потребности в капиталобразующих инвестициях

$$J_0 = K_{инв.} \cdot \Sigma C_{полн.i}^n \quad (5.42)$$

$$J_0 = 1968529794 * 0,011 = 21653827,74 \text{ руб.}$$

Чистый дисконтированный доход:

$$ЧДД = \sum_{i=0}^T ЧДД_t - J_0 \quad (5.43)$$

$$ЧДД = 46570858,26 - 21653827,74 = 24917030,52 \text{ руб.}$$

Индекс доходности:

$$JD = \frac{ЧДД}{J_0} \quad (5.44)$$

$$JD = 24917030,52 / 21653827,74 = 1,15$$

$$T_{окуп.} = \frac{J_0}{\sum_{i=0}^T ЧДД_t} \quad (5.45)$$

Срок окупаемости проекта:

$$T_{\text{окуп.}} = 21653827,74 / 46570858,26 = 0,87 \text{ года.}$$

Расчет коммерческой эффективности проектируемой коробки передач сводится в таблицу 5.6.

Таблица 5.6

Наименование показателей	ГОДЫ					
	0	1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7
Объем продаж (шт.), $V_{\text{прод.}}$	0	31496	38622	45748	52874	60000
Отпускная цена за единицу продукции (руб.), $C_{\text{отп}}$	-	10800				
Выручка (руб)	-	340159950	417121462	494082975	571044487	648006000
Переменные затраты (руб) $Z_{\text{перем.б}}$	-	189127811	231918158	274708505	317498853	360289200
$Z_{\text{перем.н}}$	-	192300718	235808938	279317159	322825379	366333600
Амортизация (руб.), A_m	-	4725600				
Постоянные затраты (руб), $Z_{\text{пост.б}}$	-	113839800				
$Z_{\text{пост.н}}$	-	114388800				
Полная себестоимость (руб), $C_{\text{пол.б}}$	-	302967611	345757958	388548305	431338653	474129000
$C_{\text{пол.н}}$	-	306689518	350197738	393705959	437214179	480722400
Налогооблагаемая прибыль (руб.), $П_{\text{р.обл.б}}$	-	37192339	71363504	105534669	139705835	173877000
$П_{\text{р.обл.н}}$	-	33470432	66923724	100377016	133830308	167283600
Налог на прибыль (руб.), $H_{\text{пр.б}}$	-	7438467,8	14272701	21106934	27941167	34775400
$H_{\text{пр.н}}$	-	6694086,4	13384745	20075403	26766062	33456720
Прибыль чистая	-	29753871	57090803	84427736	111764668	139101600

(руб.), $Pr,ч.б$						
$Pr,ч.н$	-	26776345	53538979	80301613	107064246	133826880
Общественный эффект (руб.), $Э_{общ}$	-	8214786,7	10073390	11931993	13790597	15649200
Чистый поток реальных денег (руб.), $ЧД_i$	-	9962861,1	11247166	12531471	13815775	15100080
Коэффициент дисконтирования a_i при $E_{ст}$	-	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621
Чистый дисконтированный поток реальных денег (руб.), $ЧДД_i$	-	9056240,7	9290159	9411134,4	9436174,5	9377149,7
Капиталообразующие инвестиции, (руб.), J_0	21653827,74	-				
		-				
Суммарный чистый дисконтированный поток реальных денег (руб.), $\Sigma ЧДД$	-	46570858,26				
Индекс доходности, JD	-	1,15				
Срок окупаемости проекта (год), $T_{окуп.}$	-	0,87				
Чистый дисконтированный (руб.), $ЧДД$	-	24917030,52				

5.4 Анализ полученных экономических показателей и выводы

На основе полученных показателей эффективности внедрения модернизированной коробки передач делаем выводы по следующим пунктам:

1. Себестоимость модернизированной коробки передач выше себестоимости базового варианта, однако за счёт общественной значимости проекта экономический эффект от его внедрения положителен, о чём свидетельствуют приведённые ниже показатели.

2. Анализ точки безубыточности.

Мы видим, как увеличивается прибыль чистая по годам и текущий чистый доход (накопленное сальдо) по годам:

Года	1	2	3	4	5
Пр. ч., руб.	26776345,47	53538979,1	80301612,74	107064246,4	133826880
ЧД, руб.	9962861,09	11247165,81	12531470,55	13815775,27	15100080

3. Чистый дисконтированный доход.

Чистый дисконтированный доход равен 24917030,52 рублей, т.е. он положителен. Это означает, что проект является эффективным, и мы можем рассматривать вопрос о его принятии.

4. Индекс доходности (JD).

Индекс доходности связан с ЧДД следующим образом: ЧДД является положительным, следовательно, $JD > 1$, а если $JD > 1$, то проект является также эффективным. В моём проекте $JD = 1,15$.

5. Срок окупаемости проекта.

Срок окупаемости проекта равен 0,87 года. Чем короче срок окупаемости, тем менее рискованным является проект.

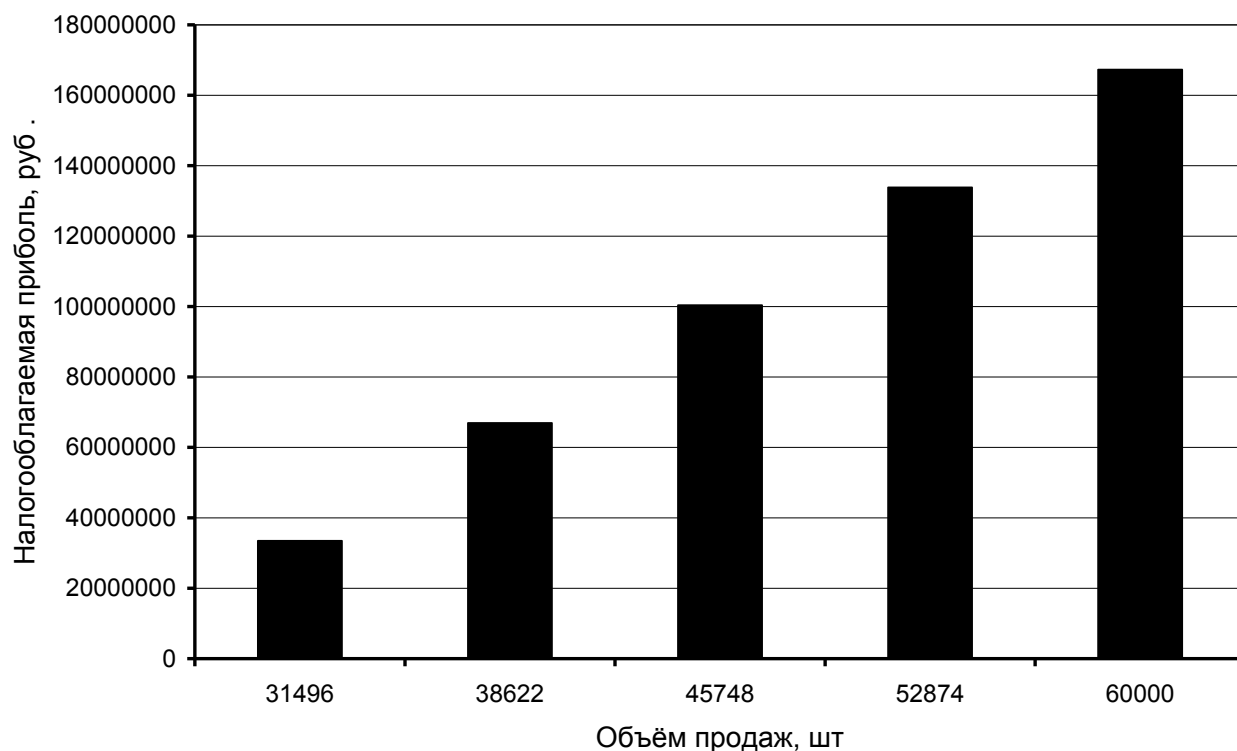


Рисунок 5.2 - График соотношения между объемом производства и прибылью

6 Безопасность и экологичность технического объекта

6.1 Влияние изменений в коробке передач на комфорт и экологическую безопасность автомобиля

Модернизация коробки передач в настоящем дипломном проекте заключается в изменении передаточных чисел второй, третьей и пятой передач трансмиссии автомобиля ВАЗ-2170. Значение передаточного числа второй передачи изменено с 1,95 на 2,313 (в то время как на серийной КП), третьей - с 1,36 на 1,478 и пятой – с 0,78 на 0,65. Данные изменения позволят снизить уровень шума и вибраций в автомобиле при высоких скоростях, поскольку включение пятой передачи обеспечит при движении на заданной скорости работу двигателя с меньшими оборотами. Например, для движения со скоростью 90 км/ч двигатель при серийной пятой передаче работает при оборотах 2600 об/мин, а при изменённом значении передаточного числа при оборотах 2161 об/мин.

В свою очередь, использование более высоких значений передаточных чисел второй и третьей ступеней коробки передач, позволяет снизить уровень шума и вибраций в автомобиле по следующим основаниям. При сопоставимом времени и пути разгона автомобиля в модернизированном варианте коробки передач можно «раскручивать» двигатель на второй и третьей передаче до меньших оборотов.

В соответствии с ГОСТ Р 51616-2000, позволяющим произвести оценку внутреннего шума автотранспортных средств, допустимый уровень внутреннего шума для рассматриваемого автомобиля, на рабочем месте водителя и пассажирских сидениях, составляет 78 дБ А.

Измерение уровня шума проводятся в следующих точках:

- у сиденья водителя - микрофон, должен быть смещен от оси сиденья симметрии на $0,20 \pm 0,02$ м в направлении центра автотранспортного средства согласно точке Б, указанной на рис. 6.1;

- у сидений пассажиров - микрофон устанавливают в точке А, указанной на рисунке 6.1.

Измерения уровня шума транспортного средства проводят при его разгоне, а также при движении с постоянной скоростью.

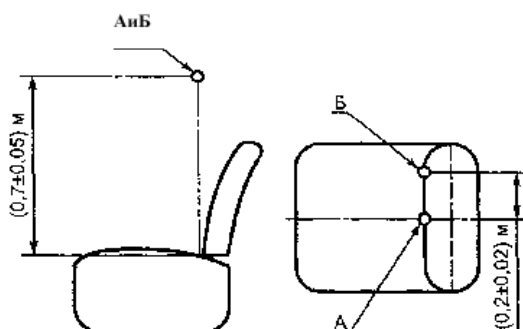
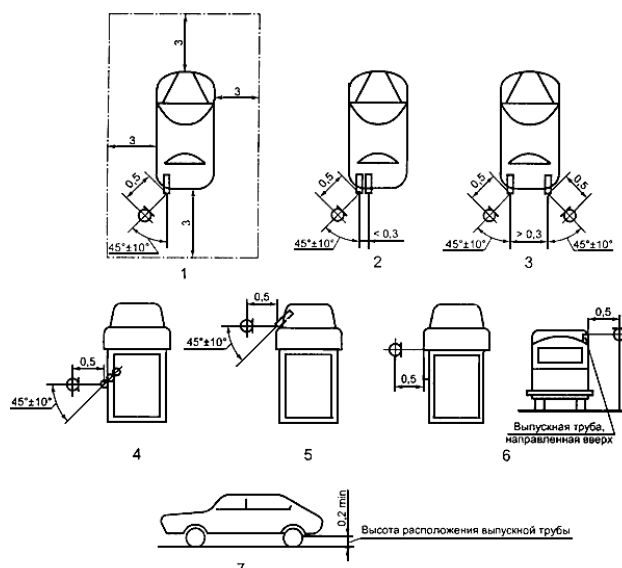


Рисунок 6.1- Положение микрофона относительно сиденья

На основании ГОСТ Р 52231-2004 «Внешний шум автомобилей в эксплуатации. Допустимые уровни и методы измерения», устанавливающим допустимый уровень внешнего шума для рассматриваемого автомобиля, относящегося к категории M_1 он не должен превышать 96 дБА.

Измерения уровня внешнего шума производят на неподвижном автомобиле. На рисунке 6.2 приведена схема установки микрофонов для замера уровня внешнего шума при различном расположении выпускных труб.

Основным источником внешнего шума является двигатель и его выпускная система, и, следовательно, его интенсивность при прочих равных условиях зависит от рабочих оборотов двигателя. Применение на исследуемом автомобиле пятой передачи коробки передач с уменьшенным в сравнении с серийным вариантом передаточным числом позволит при движении на высоких скоростях понизить значение максимальной частоты вращения двигателя, что, соответственно, позволит снизить уровень шума, исходящего от автомобиля.



1-5 - установка микрофона относительно выпускной трубы в горизонтальной плоскости; 6 - установка микрофона относительно вертикально расположенной выпускной трубы; 7 - установка микрофона относительно выпускной трубы в вертикальной плоскости

Рисунок 6.2 - Схемы установки микрофона при различном расположении выпускных труб

Таким образом, можно констатировать, что реализованное в ДП изменение передаточного числа пятой передачи коробки передач автомобиля ВАЗ-2170 позволит в процессе эксплуатации автомобиля на высоких скоростях достичь повышения комфортабельности (снижения уровня шума) автомобиля, а также позволит снизить концентрацию вредных веществ попадающих в атмосферу вместе с выхлопными газами.

6.2 Перечень оборудования, установленного на участке обработки зубчатых колёс коробки передач

1. Торцовочно - центровочный станок с автоматическим загрузочным устройством.
2. Копировально-токарный станок с автоматическим загрузочным устройством.

3. Пресс гидравлический 100 кН и 63 кН.
4. Двух шпиндельный горизонтально-фрезерный станок с делительной головкой и автоматическим загрузочным устройством.
5. Накатный станок с автоматическим загрузочным устройством.
6. Линия из двух шпиндельных горизонтально-фрезерных станков с делительными головками и автоматическими загрузочными устройствами.
7. Камерная моечная машина.
8. Поворотный стол.
9. Верстак.
10. Кругло шлифовальный двухкамневый станок.
11. Термическая камера.
12. Станок для шлифования центровых отверстий.
13. Шлифовальные станки с кругами под 90° , 30° , с автоматическим загрузочным устройством.
14. Кругло шлифовальные станки с алмазными роликами, осциллирующим кругом или кругом под углом 30° с автоматическим загрузочным устройством.
15. Ленточный полировальный станок.

6.3 Анализ опасных и вредных производственных факторов при обработке вторичного вала коробки передач

Опасные и вредные производственные факторы при обработке вторичного вала коробки передач приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1

ОВПФ	Источники
1. Физические: - Движущиеся машины и механизмы	Пресс гидравлический 100 кН и 63 кН
- Подвижные части оборудования	Торцовочно-центровочное устройство, автоматические загрузочные устройства, делительные головки двухшпиндельных горизонтально-фрезерных станков, фрезы, накатные линии, поворотный стол, шлифовальные камни
- Передвигающиеся изделия и заготовки -	Вторичные валы коробок передач.
- Высокая температура поверхности оборудования (до 50° С)	Копировально-токарный станок, горизонтально-фрезерные станки, шлифовальные станки, ленточный полировальный станок, поверхность обрабатываемых деталей и инструмента, термокамера
- Повышенный уровень шума, вибраций; (уровень звука более 85 дБ А)	Копировально-токарный станок, двухшпиндельные горизонтально-фрезерные станки с делительными головками и автоматическими загрузочными устройствами, камерная моечная машина, шлифовальные станки, ленточный полировальный станок
- Повышенное значение напряжения в электроцепи -	Электрические установки
- Повышенный уровень статического электричества -	Станки и машины с ременной передачей, течение сталей в термическом цехе
- Влажность (достигает 70 %)	Камерная моечная машина, термический цех
- Отсутствие или недостаток естественного освещения или освещения рабочей зоны, повышенная пульсация светового потока	Люминесцентные лампы, светильники, установленные на металлорежущих станках с не просвечиваемыми отражателями.
- Острые кромки, заусенцы, шероховатости оборудования, инструментов и заготовок -	Осколки инструментов, металлическая стружка обрабатываемых материалов, фрезы, шлифовальные круги

Продолжение таблицы 6.1

<p>2. Химические:</p> <ul style="list-style-type: none"> - химические вещества; - производственная пыль. 	<p>Синтетические моющие средства, поверхностно-активные вещества для очистки сборочных единиц, герметики, клеи.</p> <p>Обработка металла</p>
<p>3. Психофизиологические:</p> <ul style="list-style-type: none"> - статические и динамические перегрузки; перенапряжение зрительных и слуховых анализаторов; монотонность труда. 	<p>Физические перегрузки при установке, закреплении и съёме деталей.</p>

6.4 Воздействие опасных и вредных производственных факторов на работающих

- Движущиеся машины и механизмы, подвижные части оборудования, передвигающиеся изделия и заготовки при несоблюдении специальных мер защиты могут привести к переломам, ушибам, сотрясениям, ссадинам и т.д. различных органов и конечностей человека.
- Пыль оказывает вредное воздействие на дыхательные пути, кожные покровы, органы зрения, и на пищеварительный тракт. Поражение пылью верхних дыхательных путей в начальной стадии сопровождается раздражением, а при длительном воздействии появляется кашель, отхаркивание грязной мокротой. Пыль, глубоко проникающая в дыхательные пути, приводит к развитию в них патологического процесса, который получил название пневмокониоза.
 - Повышенная температура поверхности оборудования приводит к ожогам поверхности тела человека.
- Повышенный уровень шума, вибраций. В первую очередь шум воздействует на сердечно-сосудистую систему человека. Второй по степени воздействия – слуховой орган. При давлении, равном $2 \cdot 10^2$ Па и интенсивности $J = 10 \text{ Вт/м}^2$,

частоте 1000 Гц у человека возникают болевые ощущения – болевой порог. Человек воспринимает звуковые колебания от 20 до 20000 Гц. Наименьшее звуковое давление $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па и интенсивность $J_0 = 10^{-12}$ Вт/м² при частоте 1000 Гц. Третий по степени воздействия – гипофиз человека. Запрещается даже кратковременное пребывание в зонах с октавными уровнями звукового давления выше 135 дБ в любой октавной полосе. Низкочастотные колебания опасны тем, что они могут совпадать с собственной частотой внутренних органов.

- Повышенное значение напряжения в электроцепи. Повышенный уровень статического электричества. Электрический ток, проходя через организм человека, оказывает следующее воздействие:

- электролитическое: разложение крови и плазмы;
- термическое: нагрев тканей, сосудов человека, нервов, возникают ожоги;
- биологическое: раздражение и возбуждение живых тканей организма, непроизвольное сокращение мышц, что может привести к прекращению деятельности органов дыхания и кровообращения.

- Повышенная влажность в сочетании с пониженными температурами оказывает охлаждающее действие, в сочетании с высокими температурами – перегревающее действие.

- Отсутствие или недостаток естественного освещения или освещения рабочей зоны, повышенная пульсация светового потока. Естественный свет имеет высокую биологическую и гигиеническую ценность и оказывает сильное воздействие на психологию человека, а в конечном счёте на производственный травматизм и производительность труда. Поэтому в летние месяцы года в результате большего использования естественного освещения количество несчастных случаев значительно меньше, чем в осенне-зимние месяцы. Для защиты от слепящего действия прямых солнечных лучей или их отражений от блестящих деталей остекление световых проёмов покрывают тонким слоем белой краски или простое стекло заменить матовым. Использование только

местного освещения не разрешается, т.к. резкий контраст между ярко освещёнными и неосвещёнными местами вредно отражается на зрении рабочих, замедляет скорость работы, а иногда и является причиной несчастных случаев. Пульсация светового потока оказывает негативное влияние на глаза человека, вызывает боль, раздражение и ведёт к снижению зрения.

- Острые кромки, заусенцы, шероховатости оборудования, инструментов и заготовок при несоблюдении специальных мер защиты (например, отсутствие кожухов), могут привести к опасным травмам: порезам, занесению инфекций. Это снижает работоспособность человека.

- Химические вещества и производственная пыль. При неправильном обращении с химическими веществами создается опасность отравления токсичными парами, которые проникают в организм через органы дыхания, кожу. Возможно возникновение аллергических реакций организма. Ниже представлен перечень вредных веществ, которые могут попасть в воздух рабочей зоны с их предельными концентрациями: бензин (растворитель, топливный, 100 мг/м^3); керосин (в пересчете на С, 300 мг/м^3); бензол (15 мг/м^3); тулуол (50 мг/м^3); ксилол (50 мг/м^3).

- Производственная пыль на данном участке представляет собой стальную раздражающую пыль. Наибольшую опасность для организма представляет мелкодисперсная пыль. Частицы размером $0,2 - 0,5 \text{ мкм}$ задерживаются в верхних дыхательных путях. Поражение пылью верхних дыхательных путей в начальной стадии сопровождается раздражением, а длительное воздействие вызывает кашель, отхаркивание грязной мокротой. Частицы размером менее $0,1 \text{ мкм}$ представляют собой наибольшую опасность для организма, так как они не задерживаются в верхних дыхательных путях, а проникают в лёгкие, оседают в них и приводят к развитию патологического процесса, который получил название пневмокониоза.

- Параметры микроклимата. Температура воздуха определяется количеством тепловыделений, источниками которых могут быть нагретые металлы.

Согласно санитарным нормам данное помещение по избыткам тепловыделений, воздействующих на изменение температуры воздуха относится к «горячим» с избытками теплоты более 23 Дж/м³·с. Влажность воздуха достигает 70 %. Движение воздуха не превышает 0,2 м/с.

- Статические и динамические перегрузки; перенапряжение зрительных и слуховых анализаторов; монотонность труда оказывают негативное влияние на здоровье человека и приводят к расшатыванию психики человека, умственным и эмоциональным перегрузкам.

6.5 Мероприятия по снижению воздействия опасных и вредных производственных факторов

В таблицы 6.2 и 6.3 сведены опасные и вредные производственные факторы (ОВПФ) и защита от них, для участка сборочного цеха.

Таблица 6.2

Название ОВПФ	Коллективные средства защиты	Средства индивидуальной защиты
1 Повышенный уровень шума (85 дБА при норме 80 дБА)	Необходимо: 1) экранирование; 2) изменять направленность излучения шума; 3) рационально планировать рабочие места; 4) производить акустическую обработку помещения (звукопоглощающие облицовки, штучные звукопоглотители).	Вкладыши, наушники.
2 Повышенный уровень вибраций. От 10 до 15 Гц, От 30 до 40 дБ	1) вибродемпфирование; 2) виброизоляция.	Виброперчатки.

Продолжение таблицы 6.2

3 Повышенное значение напряжения в электрической сети.	1) организационные мероприятия; 2) технические мероприятия (предупредительные плакаты, заземление, зануление, разделение сети на короткие участки разделителями-трансформаторами, двойная изоляция).	Применение защитных средств и приспособлений: а) изолирующие: основные (резиновые перчатки, инструмент с изолирующими рукоятками), дополнительные (изолирующие подставки); б) ограждающие.
3 Повышенная металлическая запылённость (до 25 мг/м ³)	1) механизация и автоматизация производственных процессов; 2) герметизация оборудования; 3) применение систем вентиляции; 4) применение замкнутых технологических процессов.	Респираторы, куртки, брюки, комбинезоны, сапоги, перчатки, рукавицы, мази, пасты, очки, щитки.

Таблица 6.3

Название ОВПФ	Организационно-технические мероприятия
4 Подвижные детали	<p>Во избежание механического повреждения от вращающихся и движущихся частей используемого оборудования следует придерживаться следующих правил: 1) перед началом работы на сверлильном станке следует привести в порядок рабочую одежду: застегнуть и подвязать манжеты рукавов, надеть головной убор. Запрещается работать в рукавицах и перчатках, а также с забинтованными пальцами без резиновых напалечников; 2) при установке режущих инструментов следят за надёжностью и прочностью их крепления и правильностью центровки. При смене инструмента шпиндель станка должен быть опущен; 3) установку деталей на станок и снятие со станка производят при отведённом в исходное положение инструменте; 4) в процессе работы инструмент следует плавно подводить к детали. При сверлении не удерживать деталь руками; 5) перед остановкой станка инструмент отводят от обрабатываемой детали. При выключении станка нельзя останавливать шпиндель и патрон нажимом руки, а также прикасаться рукой к сверлу; 6) необходимо проверить исправность крепления груза на тросе противовеса.</p>

Продолжение таблицы 6.3

<p>5 Острые кромки, заусенцы</p>	<p>1) Оградительные средства защиты препятствуют появлению человека в опасной зоне (стационарные, подвижные, переносные). Стационарное ограждение изготавливают так, чтобы оно не пропускало руки работающего из-за небольших размеров соответствующего технологического проёма. Подвижное ограждение закрывает доступ в рабочую зону при наступлении опасного момента. Переносные ограждения являются временными.</p> <p>2) Предохранительные защитные средства автоматически отключают агрегаты и машины при выходе какого-либо параметра за пределы доступных значений.</p> <p>3) Блокировочные устройства (механические, электрические, фотоэлектрические, радиационные, гидравлические, пневматические, комбинированные) исключают возможность проникновения человека в опасную зону, либо устраняют опасный фактор на время пребывания человека в этой зоне.</p> <p>4) Сигнализирующие устройства дают информацию о работе технологического оборудования, а также об опасных и вредных производственных факторах, которые при этом возникают.</p> <p>5) Система дистанционного управления характеризуется тем, что контроль и регулирование работы оборудования осуществляют с участков, достаточно удалённых от опасных зон. Наблюдение производят либо визуально, либо с помощью систем телеметрии и телевидения.</p>
<p>7 Психологические: физическое перенапряжение, монотонность труда, напряжение зрительных</p>	<p>Степень утомляемости работающих на основных видах оборудования в цехах машиностроительных заводов обусловлена не только нервной и физической нагрузкой, но и психологическим воздействием окружающей обстановки, поэтому большое значение имеет выбор цвета внешних поверхностей оборудования и помещения. Производственное оборудование и рабочее место должны проектироваться с учётом физиологических и психологических возможностей человека и его антропометрических данных.</p>

анализаторов	Необходимо обеспечить возможность быстрого и правильного считывания показателей контрольно-измерительных приборов и чёткого восприятия сигналов. Наличие большого числа органов управления и приборов (шкал, кнопок, рукояток, звуковых и световых сигналов) вызывает повышенное утомление оператора. Органы управления (рычаги, педали, кнопки и др.) должны быть надёжными, легко доступными и хорошо различаемыми, удобными в использовании. Все виды технологического оборудования должны быть удобны для осмотра, смазывания, разборки, наладки, уборки, транспортировки, установки и управления ими в работе.
--------------	---

6.6 Требования безопасности, предъявляемые к оборудованию

Основными требованиями охраны труда, предъявляемыми при проектировании машин и механизмов, являются безопасность для человека, надёжность и удобство эксплуатации. Требования безопасности определяются системой стандартов безопасности труда.

Безопасность производственного оборудования обеспечивается правильным выбором принципов его действия, конструктивных решений, рабочих тел, параметров рабочих процессов, использованием различных средств защиты. Последние, по возможности, должны вписываться в конструкцию машин и агрегатов. Средства защиты должны быть, как правило, многофункционального типа, т.е. решать несколько задач одновременно. Так, конструкции машин и механизмов, станин станков должны обеспечивать не только ограждение опасных элементов, но и снижение уровня их шума и вибрации; ограждение абразивного круга заточного станка должно конструктивно совмещаться с системой местной вытяжной вентиляции.

Установки повышенной опасности должны быть выполнены с учётом специальных требований органов Госгортехнадзора РФ. При наличии у агрегатов электропривода последний должен быть выполнен в соответствии с Правилами устройства электрических установок; в случае использования

рабочих тел под давлением, не равным атмосферному, а также при конструировании и эксплуатации грузоподъёмных машин должны соблюдаться требования Госгортехнадзора РФ. Должны предусматриваться средства защиты от электромагнитных и ионизирующих излучений, загрязнения атмосферы парами, газами, пылью, воздействия лучистого тепла и т.п.

Надёжность машин и механизмов определяется вероятностью нарушения нормальной работы оборудования. Такого рода нарушения могут явиться причиной аварий, травм. Большое значение в обеспечении надёжности имеет прочность машин и агрегатов. Конструкционная прочность определяется прочностными характеристиками как материала конструкции, так и его крепёжных соединений, а также условиями его эксплуатации (наличие смазочного материала, коррозия под действием окружающей среды, наличие чрезмерного изнашивания и т.д.).

Большое значение в обеспечении надёжности работы машин и механизмов имеет наличие необходимых контрольно-измерительных устройств и приборов автоматического управления и регулирования. При несрабатывании автоматики надёжность работы технологического оборудования определяется эффективностью действий обслуживающего персонала. Поэтому производственное оборудование и рабочее место оператора должны проектироваться с учётом физиологических и психологических возможностей человека и его антропометрических данных. Необходимо обеспечить возможность быстрого и правильного считывания показаний контрольно-измерительных приборов и чёткого восприятия сигналов. Наличие большого числа органов управления и приборов вызывает повышенное утомление оператора. Органы управления должны быть надёжными, легкодоступными, хорошо различимыми и удобными в пользовании. Их располагают либо непосредственно на оборудовании, либо выносят на специальный пульт, удалённый от оборудования на некоторое расстояние.

Все виды технологического оборудования должны быть удобны для осмотра, смазывания, разборки, наладки, уборки, транспортировки, установки и управления ими в работе.

Степень утомляемости работающих на основных видах оборудования в цехах машиностроительных заводов обусловлена не только нервной и физической нагрузкой, но и психологическим воздействием окружающей обстановки, поэтому большое значение имеет выбор цвета внешних поверхностей оборудования и помещения.

6.7 Обеспечение пожаробезопасности на рабочем месте

Под системами пожарной защиты понимаются комплексы организационных мероприятий и технических средств, направленных на предотвращение воздействия на людей опасных факторов пожара, а также ограничение материального ущерба.

Пожарная защита производственных объектов обеспечивается: правильным выбором степени огнестойкости объекта и пределов огнестойкости отдельных элементов и конструкций; ограничением распространения огня в случае возникновения очага пожара; обваловкой и бункеровкой взрывоопасных участков производства; применением систем активного подавления взрыва; применением систем противодымной защиты; обеспечением безопасной эвакуации людей; применением средств пожарной сигнализации, извещения и пожаротушения.

Большое значение при осуществлении мер пожаро – и взрывобезопасности имеет оценка пожарной опасности производства.

В соответствии со строительными нормами и правилами (СН и П21 – 07 – 97 и НПБ 105 - 95) производственные здания и склады по взрывной, взрывопожарной и пожарной опасности подразделяются на 6 категорий: А, Б, В, Г, Д.

Участок производства по обработке вторичного вала коробки передач отнесён к категории Г – это производства, имеющие несгораемые вещества и материалы в горячем, раскалённом или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистой теплоты, искр и пламени. Здание относится ко второй степени огнеопасности: несущие стены, стены лестничных клеток, колонны по группе возгораемости относятся к несгораемым, с пределом огнестойкости два часа и т.д. Вся планировка здания выполнена в соответствии с категорией и степенью огнеопасности: имеются в наличии пожарная техника (обслуживающие завод пожарные машины), огнетушители (ОППС-10), асбестовые одеяла и другой пожарный инвентарь. Класс пожара – D (металлы и их сплавы).

В здании предусмотрены конструктивные, объемно-планировочные и инженерно-технические решения, обеспечивающие в случае пожара:

- возможность эвакуации людей независимо от их возраста и физического состояния наружу на прилегающую к зданию территорию (далее — наружу) до наступления угрозы их жизни и здоровью вследствие воздействия опасных факторов пожара;
- возможность спасения людей;
- возможность доступа личного состава пожарных подразделений и подачи средств пожаротушения к очагу пожара, а также проведения мероприятий по спасению людей и материальных ценностей;
- нераспространение пожара на рядом расположенные здания, в том числе при обрушении горящего здания;
- ограничение прямого и косвенного материального ущерба, включая содержимое здания и само здание, при экономически обоснованном соотношении величины ущерба и расходов на противопожарные мероприятия, пожарную охрану и ее техническое оснащение.

6.8 Обеспечение электробезопасности

По электробезопасности участок производства по сборке коробки передач следует отнести к особо опасным помещениям: характеризуются наличием высокой относительной влажности (близкой к 100 %) или химически активной средой, разрушающее действующей на изоляцию электрооборудования, или одновременным наличием двух или более условий, соответствующих помещениям с повышенной опасностью. Электробезопасность на производстве обеспечивается соответствующей конструкцией электроустановок; применением технических способов и средств защиты, организационными и техническими мероприятиями (ГОСТ 12.1.019 – 79 и ГОСТ 12.1.030 – 81).

Основными техническими способами и средствами защиты от поражения электрическим током являются: защитное заземление, электрическое разделение сетей, защитное отключение, изоляция токоведущих частей, оградительные устройства, знаки безопасности, изолирующие защитные и предохранительные приспособления.

6.9 Расчёт искусственного освещения

Для расчёта общего освещения горизонтальной поверхности используют метод светового потока.

Количество светильников определим по формуле:

$$N = E \cdot S \cdot k \cdot z / \Phi \cdot \eta, \quad (6.1)$$

где Φ – световой поток одной лампы, лм;

$E = 300$ – минимальная нормируемая освещённость, лк;

$S = 100$ – площадь помещения м²;

$k = 1,5$ – коэффициент запаса, учитывающий старение ламп, запыление, загрязнение;

$z = 1,5$ – отношение средней освещённости к минимальной;

N – число светильников; η – коэффициент использования светового потока.

$$N = 300 \cdot 100 \cdot 1,5 \cdot 1,5 / (4250 \cdot 4) \cdot 0,37 = 9.$$

Применяем люминесцентные лампы ЛД 80-4 мощностью 80 Вт, световой поток равен 4250 лм, средняя продолжительность горения 10000 ч.

Индекс помещения:

$$I = b \cdot l / (h \cdot (b + l)) = 10 \cdot 10 / (2 \cdot (10 + 10)) = 2,5, \quad (6.2)$$

где b – ширина помещения, м;

l – длина помещения, м;

h – высота подвеса светильника над рабочей поверхностью, м.

Помещение сухое, марка светильника – ПВЛ-1, отражение от потолка – 30%.

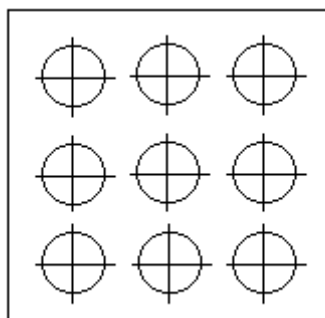


Рисунок 6.3 - Расположение светильников

6.10 Расчет защитного заземления

А) Определение доступного сопротивления заземляющего устройства R_g .

Так как на участке используются установки напряжением до 1000 В, то принимаем $R_g = 4$ Ом.

Б) Определение удельного сопротивления среды заземления ρ .

Заземление производим в грунт- чернозем $\rho = 30$ Ом·м

В) Определение конфигурации заземлителя.

Расположение заземлителей в ряд.

Г) Выбор типа и размера заземлителя. Тип заземлителя – трубчатый в группе (на глубине $t = 1,2$ м).

Размер заземлителя: - длина $l = 2$ м, диаметр $d = 0,015$ м.

Д) Определение сопротивления растеканию тока с одного заземлителя R_1 .

Для трубчатого заземлителя в группе:

$$R_1 = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot l}{d} + \frac{l}{2} \cdot \ln \left(\frac{4 \cdot t + 1}{4 \cdot t - 1} \right) \right), \quad (6.3)$$

$$R_1 = \frac{30}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot 2}{0,015} + \frac{2}{2} \ln \left(\frac{4 \cdot 1,2 + 1}{4 \cdot 1,2 - 1} \right) \right) = 14,35 \text{ Ом}$$

Е) Определение необходимого количества параллельно соединённых заземлителей:

$$n = \frac{R_1}{R_g}, \quad n = \frac{14,35}{4} = 3,59 \quad (6.4)$$

Принимаем $n = 4$ шт.

Ж) Определение длины соединительного электрода.

$$l_e = 1,05 \cdot m \cdot (n - 1), \quad (6.5)$$

где l_e - длина соединительного проводника, м;

m - расстояние между заземлителями, м;

n - количество заземлителей, шт;

$$l_e = 1,05 \cdot 2 \cdot (4 - 1) = 6,3 \text{ м.}$$

На рисунке 6.4 показана предварительная схема заземления.

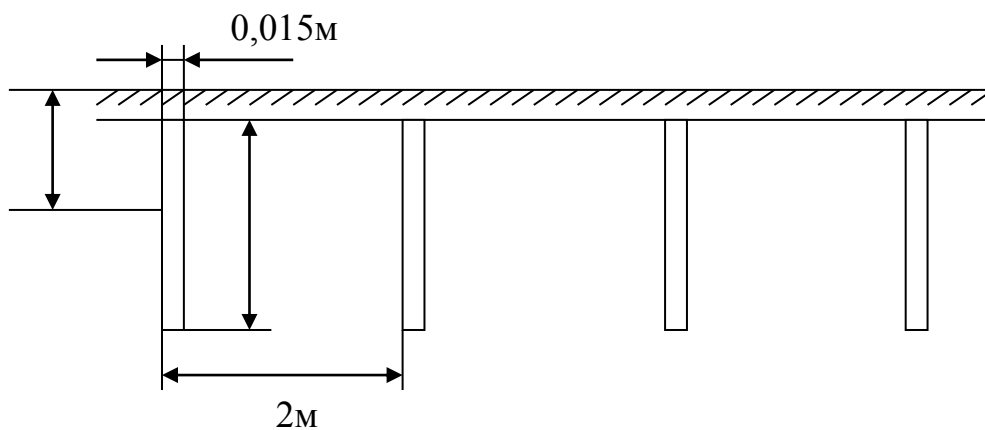


Рисунок 6.4 - Схема заземления

3) Определение сопротивления растеканию тока горизонтального

электроды R_r :

$$R_r = \frac{\rho}{2\pi d} \cdot \ln \frac{l_c^2}{d \cdot t_c}, \quad (6.6)$$

$$R_r = \frac{30}{2\pi \cdot 6,3} \cdot \ln \frac{6,3^2}{0,015 \cdot 0,2} = 7,19 \text{ Ом.}$$

И) Определение сопротивления растеканию тока искусственных заземлителей:

$$R_n = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 \cdot \eta_z + R_2 \cdot n \cdot \eta_b} \quad (6.7)$$

где: η_z - коэффициент использования горизонтального электрода с учётом вертикальных электродов,

η_b - коэффициент использования вертикальных электродов, учитывающий их взаимное экранирование.

$$R_n = \frac{14,35 \cdot 7,19}{14,35 \cdot 0,77 + 7,19 \cdot 4 \cdot 0,73} = 3,22$$

Требуемое сопротивление искусственных заземлителей R_n не должно превышать допустимое сопротивление заземляющего устройства R_g :

$$R_n \leq R_g \quad (6.8)$$

Так как $3,22 < 4$, можно считать, что расчёт выполнен верно.

Вывод: в результате произведённого расчёта получаем общую систему заземления, со схемой равномерного размещения заземлителей в ряд, с применением трубчатых вертикальных заземлителей в грунт.

6.11 Микроклимат производственной среды и вентиляция

Параметры микроклимата должны соответствовать ГОСТ ССБТ 12.1.005-88 «Воздух рабочей зоны. Общие требования безопасности».

Этот ГОСТ устанавливает оптимальные и допустимые показатели микроклимата в производственных помещениях.

Оптимальные и допустимые нормы микроклимата в рабочей зоне производственных помещений приведены в таблице 6.4.

Таблица 6.4

Период года	Категория тяжести работ	Температура воздуха, °С		Относительная влажность, %	
		Оптимальная	Допустимая	Оптимальная	Допустимая
Холодный	Средней тяжести Пб	17÷19	15÷23	40÷60	Не более 75
Теплый	Средней тяжести Пб	20÷22	16÷27	40	Не более 70 (25°С)
Скорость движения					
Оптимальная, не более м/с			Допустимая, м/с		
0,2			0,4		
0,3			0,2÷0,5		

Одним из необходимых условий нормальной жизнедеятельности человека является обеспечение нормальных метеорологических условий в помещениях, оказывающих существенное влияние на тепловое самочувствие человека.

Методы снижения неблагоприятного влияния производственного микроклимата регламентируются «Санитарными правилами по организации технологических процессов и гигиеническими требованиями к производственному оборудованию» и осуществляются комплексом технологических, санитарно-технических, организационных и медико-профилактических мероприятий.

Ведущая роль в профилактике влияния высоких температур принадлежит технологическим мероприятиям: замена старых и внедрение новых технологических процессов и оборудования, способствующих оздоровлению неблагоприятных условий труда.

К группе санитарно-технических мероприятий относится применение коллективных средств защиты: общеобменная вентиляция или кондиционирование воздуха. Общеобменной вентиляции при этом отводится ограниченная роль – доведение условий труда до допустимых с минимальными эксплуатационными затратами.

В цехе сборки коробки передач осуществляется смешанная вентиляция, т.е. общеобменная механическая и естественная (в теплый период года).

Применение общеобменной вентиляции обосновано тем, что при сборке нет локализованных источников тепло- и влаговывделений, а также отсутствуют фиксированные источники вредных веществ. В холодное время года вентиляцию совмещают с воздушным отклонением.

6.12 Экологическая экспертиза объекта

В целях защиты людей администрация предприятий должна принимать меры к тому, чтобы соблюдались предельно допустимые концентрации вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу.

Для защиты атмосферы на предприятиях имеются установки для очистки воздуха у заточных станков и шероховальных станках. Для этого применяются пористые фильтры, на которых оседают мельчайшие частицы пыли.

Наибольшее количество вредных выбросов образуется при работе двигателей на режимах холостого хода и с максимальной мощностью. Поэтому для снижения загрязнения атмосферы создают условия для равномерного движения. Также применяют специальные присадки к топливу для снижения выбросов CO, углеводородов, сажи и других компонентов.

На предприятии также образуются стоки хозяйственно-бытовых, производственных, ливневых вод, а также вод от мойки автомобилей. Хозяйственно-бытовые стоки направляются в канализацию и там проходят утилизацию на специальных предприятиях. Все другие виды стоков очищаются на специальных сооружениях предприятия. Первой стадией является механическая очистка – отстой, рассчитанная на удаление взвесей и дисперсно-коллоидных частиц. По окончании отстоя с поверхности воды собирают и удаляют нефтепродукты.

Для очистных сооружений ливнестоков и мойки автомобилей применяют железобетонные очистные сооружения, состоящие из песколовки, отстойника, фильтра, устройства механизации удаления нефтепродуктов и осадка.

Эффективность работы пыле- и газоулавливающих сооружений проверяют путём отбора проб выбрасываемого из них воздуха и их лабораторного анализа, результаты которого сравнивают с нормативами предельно допустимых выбросов (ПДВ), утверждёнными региональной инспекцией Государственного комитета по гидрометеорологии и контролю

природной среды и местной санитарно-эпидемиологической станций Минздрава России. Эффективность работы водоочистных сооружений заключается в своевременном отборе нефтепродуктов, поступающих туда. В процессе эксплуатации ежемесячно проводят лабораторный анализ воды, которую отбирают на входе и выходе очистного сооружения. Если анализ показал превышение количества загрязняющих веществ, сбрасываемых в поверхностные водные объекты, то проводят внеочередную очистку отстойников.

6.13 Защита работающих в чрезвычайных и аварийных ситуациях

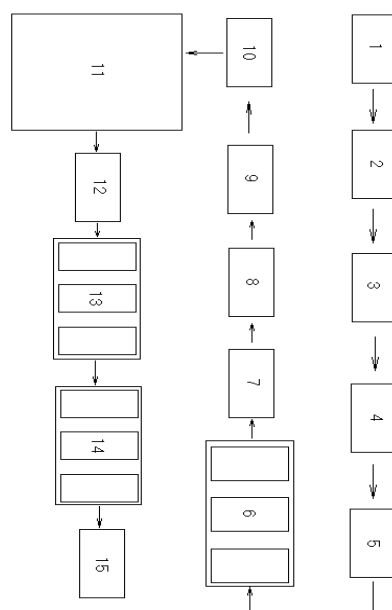
При возникновении аварийной ситуации необходимо выключить оборудование, используя аварийный выключатель, например:

- при попадании посторонних предметов в транспорт автоматических линий, направляющих силовых головок, на позиции загрузки и выгрузки;
- при попадании человека в опасную зону;
- при загорании электрооборудования;
- при коротком замыкании;
- при неправильной ориентации детали на транспорте и рабочих позициях;
- при срабатывании какого-либо агрегата, который может привести к серьёзным поломкам линии или агрегата.

При наличии травм оказать первую медицинскую помощь пострадавшему, сообщить о случившемся мастеру или бригадиру, отправить пострадавшего в ближайший медицинский пункт.

В случае возникновения пожара или природного катаклизма должна быть обеспечена возможность безопасной эвакуации людей. Согласно СНИП П-2 – 80, число эвакуационных выходов следует иметь не менее двух. Допускается иметь одну дверь, ведущую к эвакуационным выходам из помещений, расположенных на любом этаже с числом работающих не более: 5 человек при

площади пола не более 110 м² с производствами категорий А, Б, и Е; 25 человек при площади не более 300 м² с производствами категории В; 50 человек при площади пола не более 600 м² с производствами категории Г и Д. Эвакуационный выход из подвалов допускается проектировать в помещения, расположенные на первом этаже. Лестницы должны быть шириной не менее 0,7 м с уклоном не более 1:1.



1 - Торцовочно - центровочный станок с автоматическим загрузочным устройством; 2 - копировально-токарный станок с автоматическим загрузочным устройством; 3 - пресс гидравлический 100 кН и 63 кН; 4 - двух шпиндельный горизонтально-фрезерный станок с делительной головкой и автоматическим загрузочным устройством; 5 - накатный станок с автоматическим загрузочным устройством; 6 - линия из двух шпиндельных горизонтально-фрезерных станков с делительными головками и автоматическими загрузочными устройствами; 7 - камерная моечная машина; 8 – поворотный стол; 9 – верстак; 10 - кругло шлифовальный двухкамневый станок; 11 - термическая камера; 12 - станок для шлифования центровых отверстий; 13 - шлифовальные станки с кругами под 90°, 30°, с автоматическим загрузочным устройством; 14 - кругло шлифовальные станки с алмазными роликами, осциллирующим кругом или кругом под углом 30° с автоматическим загрузочным устройством; 15 - ленточный полировальный станок.

Рис. 6.5 - Эскиз участка по обработке вторичного вала коробки передач

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результатом проведенной работы является модернизация коробки передач ВАЗ-2170, используемой в настоящее время на серийных переднеприводных автомобилях 2-го класса выпускаемых ОАО «АвтоВАЗ». Модернизация заключается в изменении значений передаточных чисел 2-ой, 3-ей и 5-ой ступеней коробки передач с целью улучшения эксплуатационных показателей автомобиля ВАЗ-2170, таких как динамичность разгона в городском режиме движения и экономичности равномерного движения на высоких скоростях, при сохранении её общей компоновочной схемы. Данное техническое решение позволяет снизить себестоимость изготовления и избежать затруднений в обеспечении запасными частями эксплуатируемых автомобилей более раннего периода выпуска (унификация производства).

Выполненная в ходе дипломного проектирования работа по модернизации серийно выпускаемой коробки передач соответствует тенденциям развития конструкции современных легковых автомобилей, оборудованных механическими ступенчатыми коробками передач с ручным управлением. Применение изменённого ряда передаточных отношений коробки передач на серийном автомобиле позволит существенно повысить динамичность автомобиля городском режиме движения и экономичность при равномерном движении за городом, что приведёт к большой конкурентоспособности автомобиля ВАЗ-2170.

Разработанную модернизацию коробки передач предлагается использовать на серийных автомобилях семейства ВАЗ-2170.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вахламов, В. К. Автомобили : конструкция и эксплуатационные свойства : учеб. пособие для вузов [Текст] / В. К. Вахламов. - М. : Академия, 2009. - 480 с. : ил. - (Высш. проф. образование. Транспорт). - Библиогр.: с. 475. - ISBN 978-5-7695-4202-2:
2. Иванов, А.М. Основы конструкции современного автомобиля. -М: ООО «Изд. «За рулем» [Текст], 2012.-336с. ISBN 878-5-903813-06-03.
3. Вахламов, В. К. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей : учеб. пособие для вузов[Текст] / В. К. Вахламов. - Гриф УМО. - Москва: Академия, 2007. - 557 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 551. - ISBN 978-5-7695-3793-6: 323-00
4. Осепчугов, В. В. Автомобиль : Анализ конструкций, элементы расчета : учеб. для вузов [Текст]/ В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. - Москва : Машиностроение, 1989. - 304 с. : ил. - Библиогр.: с. 303. - Предм. указ.: с. 303-304.
5. Скутнев, В. М. Эксплуатационные свойства автомобиля : учеб. пособие для студ., обуч. по спец. "Автомобиле- и тракторостроение" [Текст]/ В. М. Скутнев. - Гриф УМО ; ТГУ. - Тольятти : ТГУ, 2011. - 139 с. : ил. – Библ.: с. 130. - 33-11
6. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: Учебн. Пособие [Текст] /Сост. Черепанов Л.А. – Тольятти: ТГУ, 2001. – 40с.
7. Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник [Текст] / под общ. ред. А.И. Гришкевича.- М.: Машиностроение, 1984,-272с.
8. Проектирование технологических процессов сборки: учеб.-метод. Пособие [Текст]/Воронов Д.Ю. [и др] – Тольятти,: ТГУ,2011.-112с.
9. Кудрявцев, С.М. Основы проектирования, производства и материалы кузова современного автомобиля: монография[Текст] / С.М. Кудрявцев, Г.В.Пачурин, Д.В. Соловьев, [и др.]; под общей редакцией С. М. Кудрявцева. – Н. Новгород, 2010. – 236 с.

10. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» [Текст] / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф.Родионов. – М. : Машиностроение, 1984. –376 с.
11. Кузнецов, Б.А Краткий автомобильный справочник. – 10-е изд [Текст] / Б.А. Кузнецов. – М. : Транспорт, 1984. – 220 с.
12. Гаспарян, Г. А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля [Текст] / Г.А. Гаспарян. – М. :Машиностроение, 1978. – 351 с.
13. Вишняков, Н.Н. Автомобиль: Основы конструкции 2 изд-е [Текст]/Вишняков Н.Н, Вахламов В.К, Нарбут А.Н. – М. :Машиностроение,1986. – 304 с.
14. Родионов, В.Ф. Легковые автомобили [Текст] / В.Ф. Родионов, Б.А. Фиттерман. – М. : Машиностроение, 1973. – 490 с.
15. Раймпель, Й. Шасси автомобиля [Текст] / Й. Раймпель. – М. :Машиностроение, 1983. – 356 с.
16. Проикшат, А. Шасси автомобиля: Типы приводов [Текст] / А. Проикшат. – М. : Машиностроение, 1989. – 232 с.
17. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля [Текст] / Р.В.Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
18. Гольд А.И. Прочность и долговечность автомобиля. [Текст] - М., “Машиностроение“, 1986.
19. Дымшиц И.И. Коробки передач. [Текст] - М., Машгиз, 1960.
20. Калашников С.Н. Справочник. Производство зубчатых колес. [Текст] - М., “Машиностроение“, 1975.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Графики тягово-динамического расчета

Внешняя скоростная характеристика

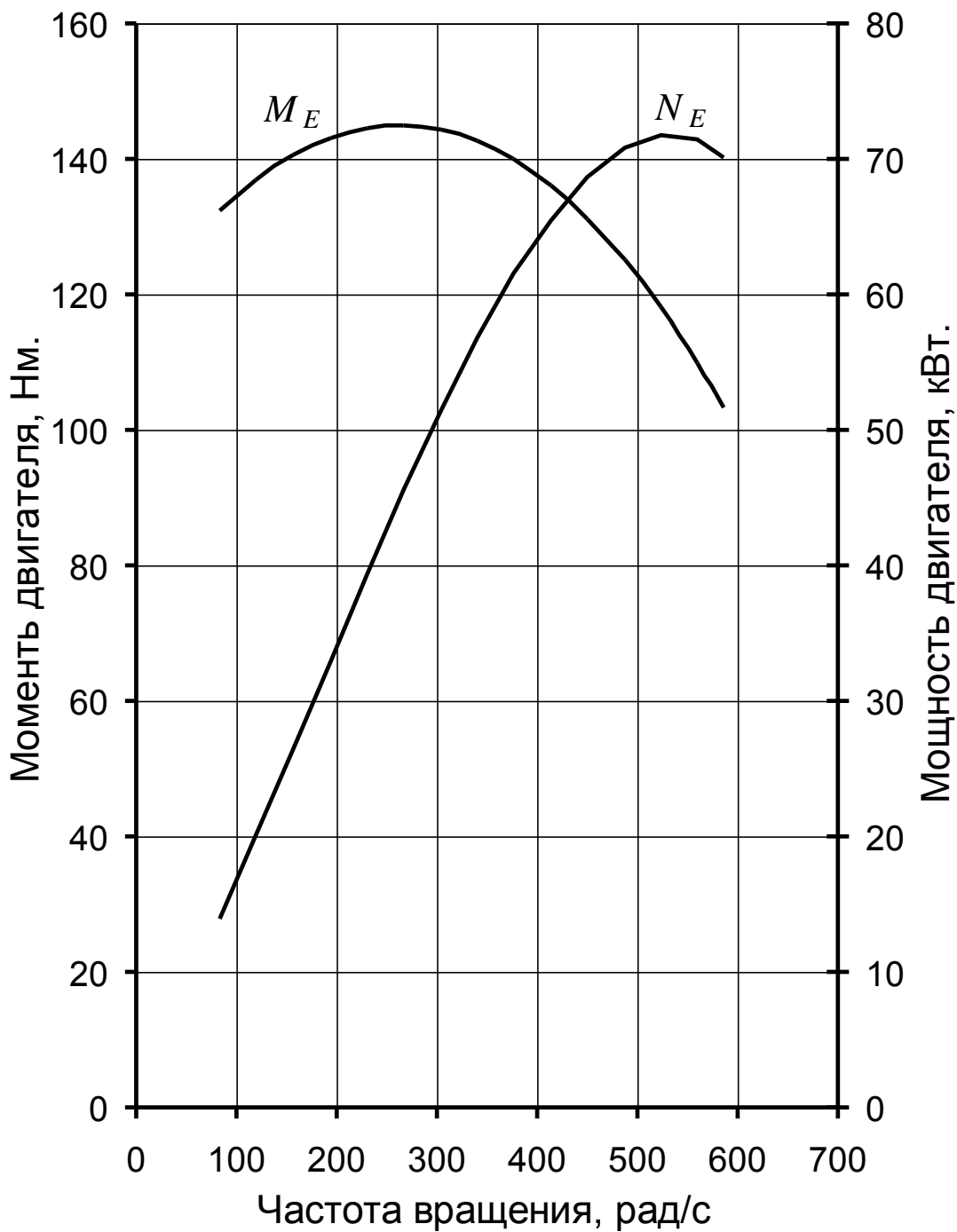


Рисунок А.1

Тяговый баланс

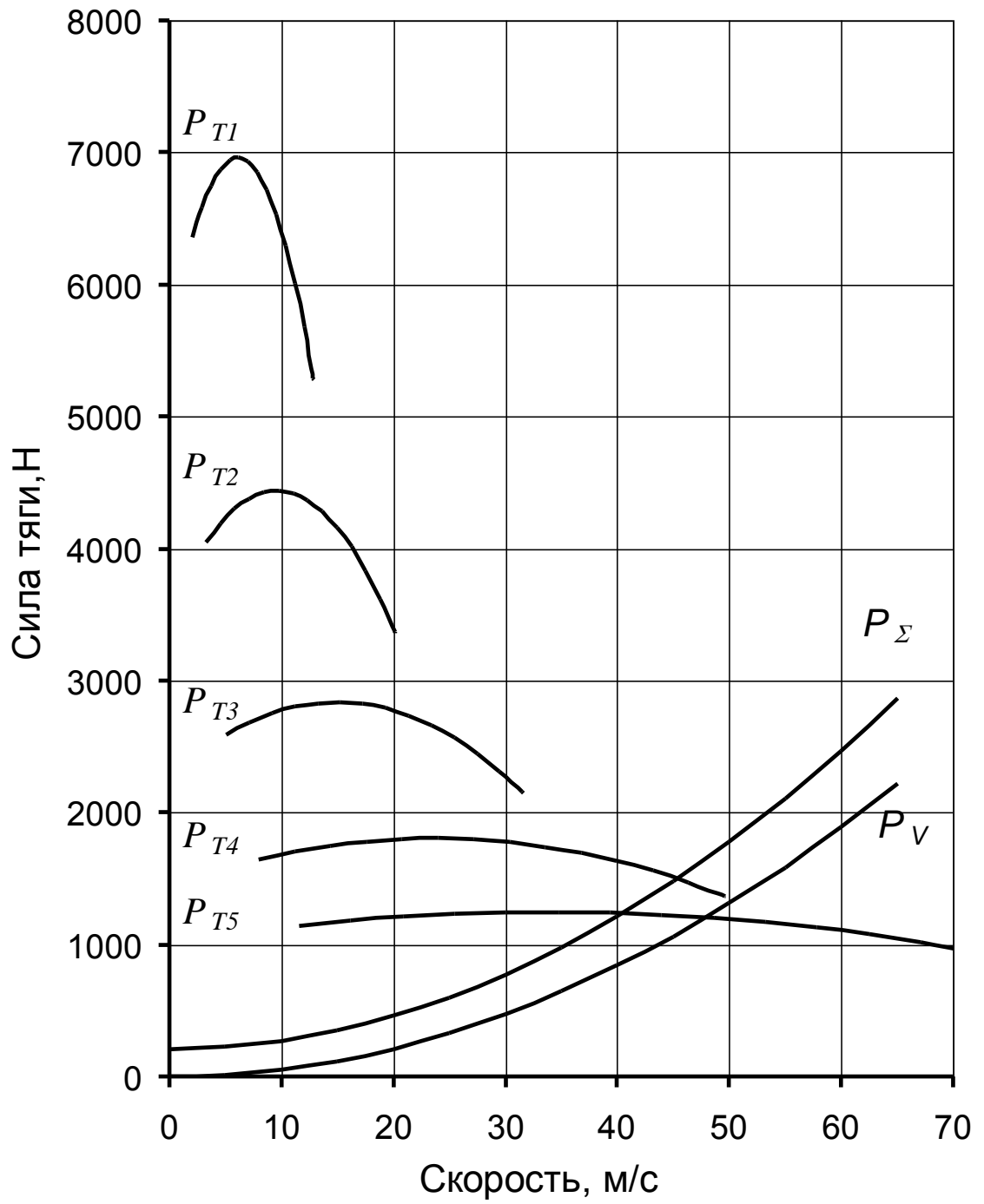


Рисунок А.2

Динамический баланс

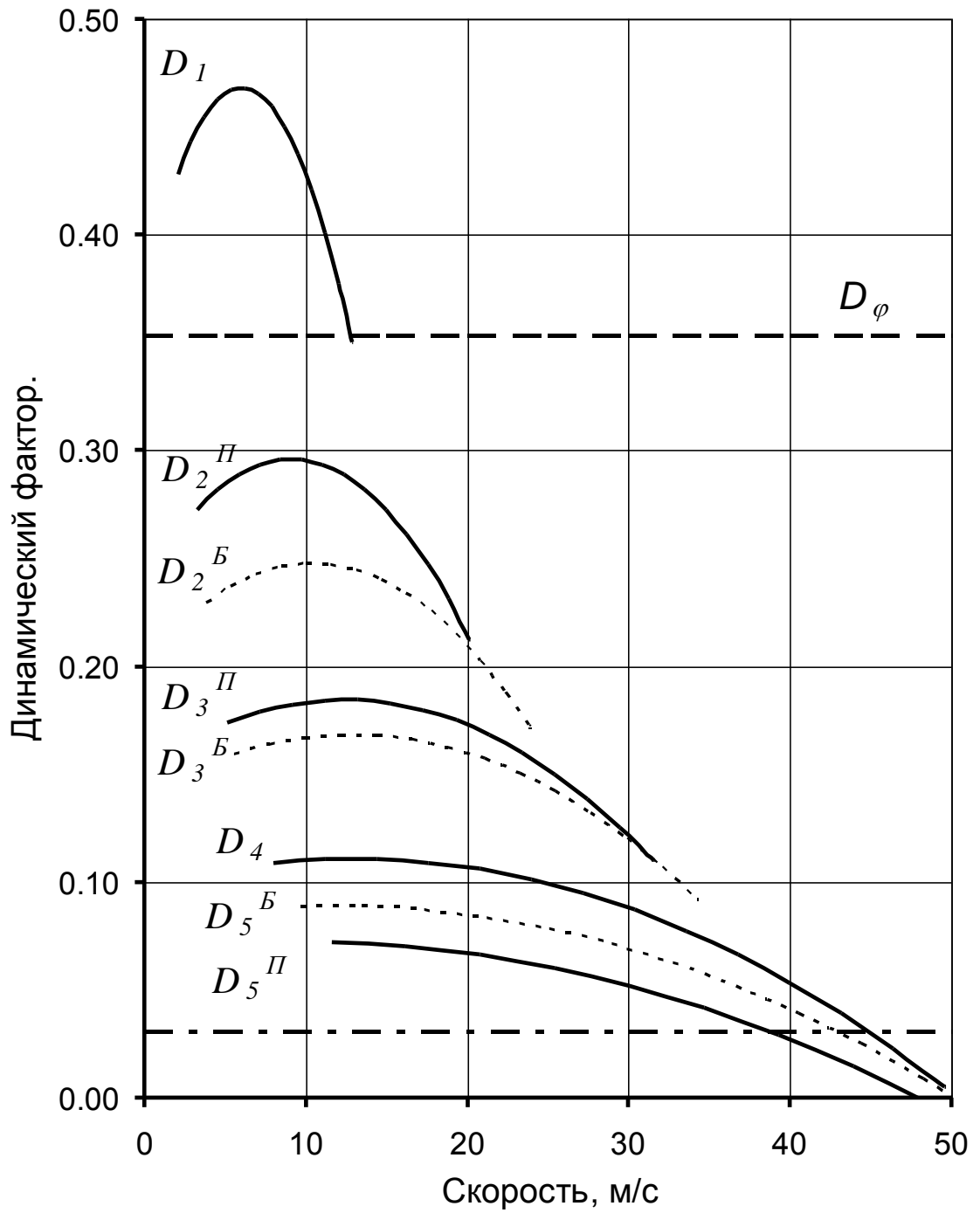


Рисунок А.3

Ускорения на передачах

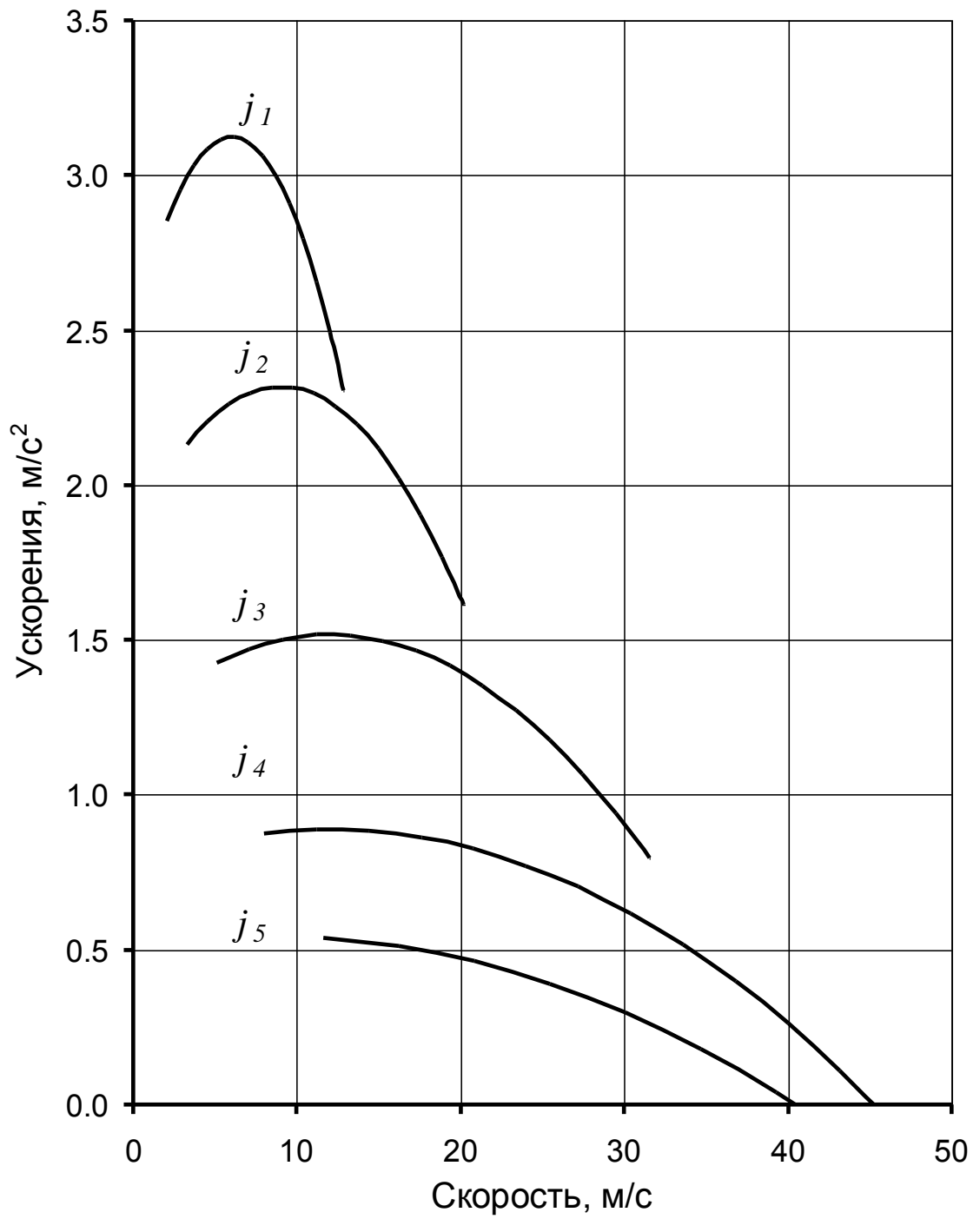


Рисунок А.4

Время разгона

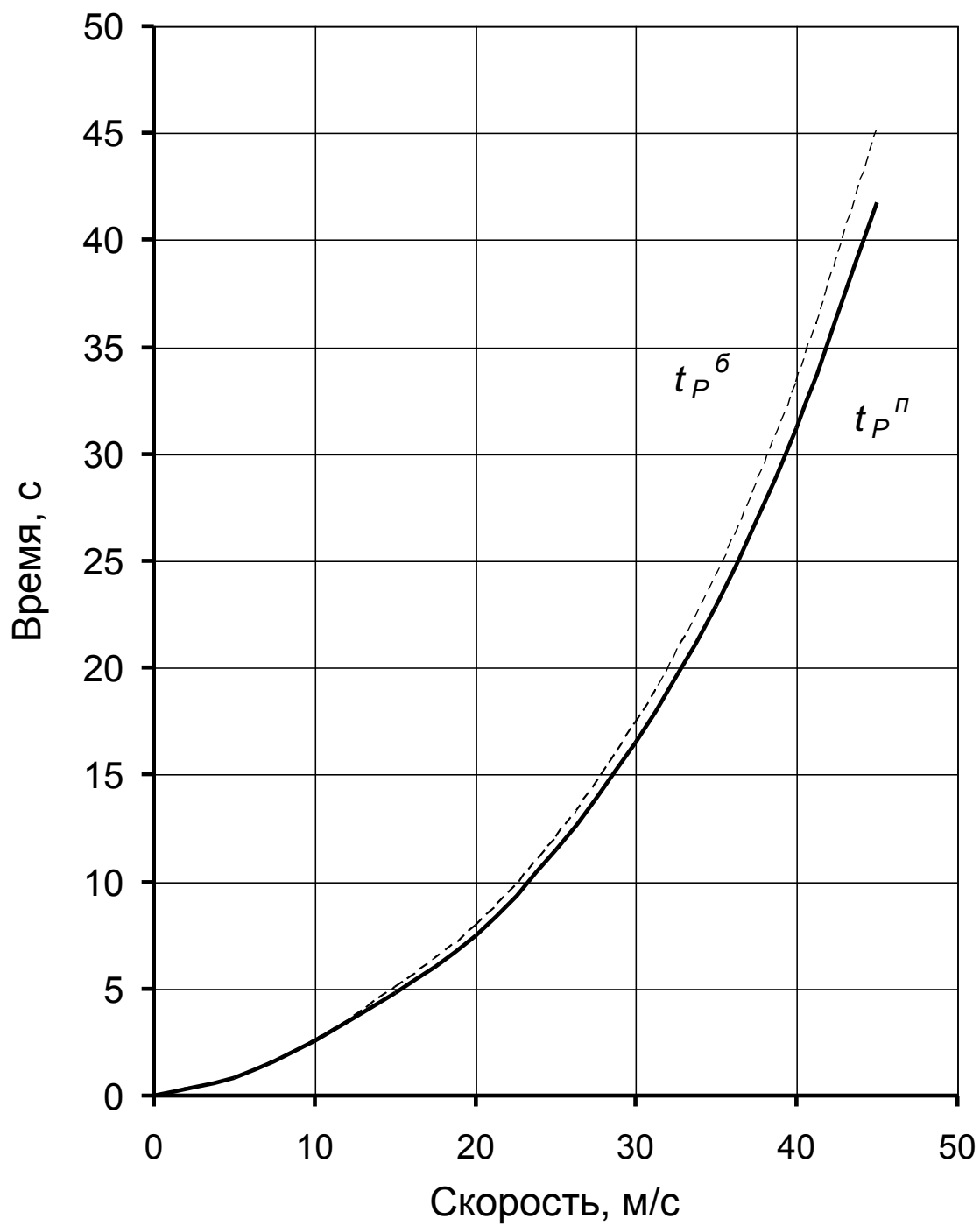


Рисунок А.5

Путь разгона

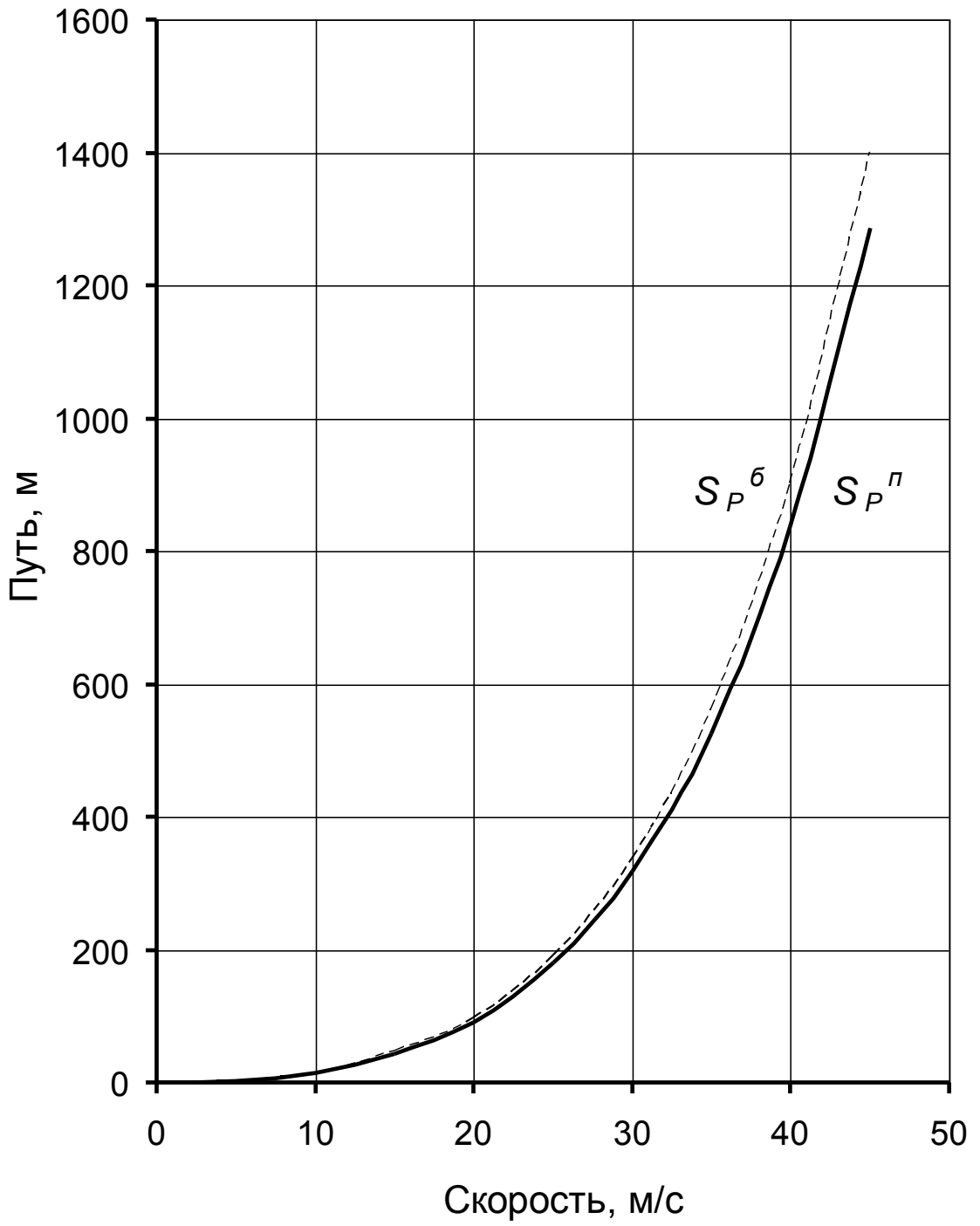


Рисунок А.6

Баланс мощностей

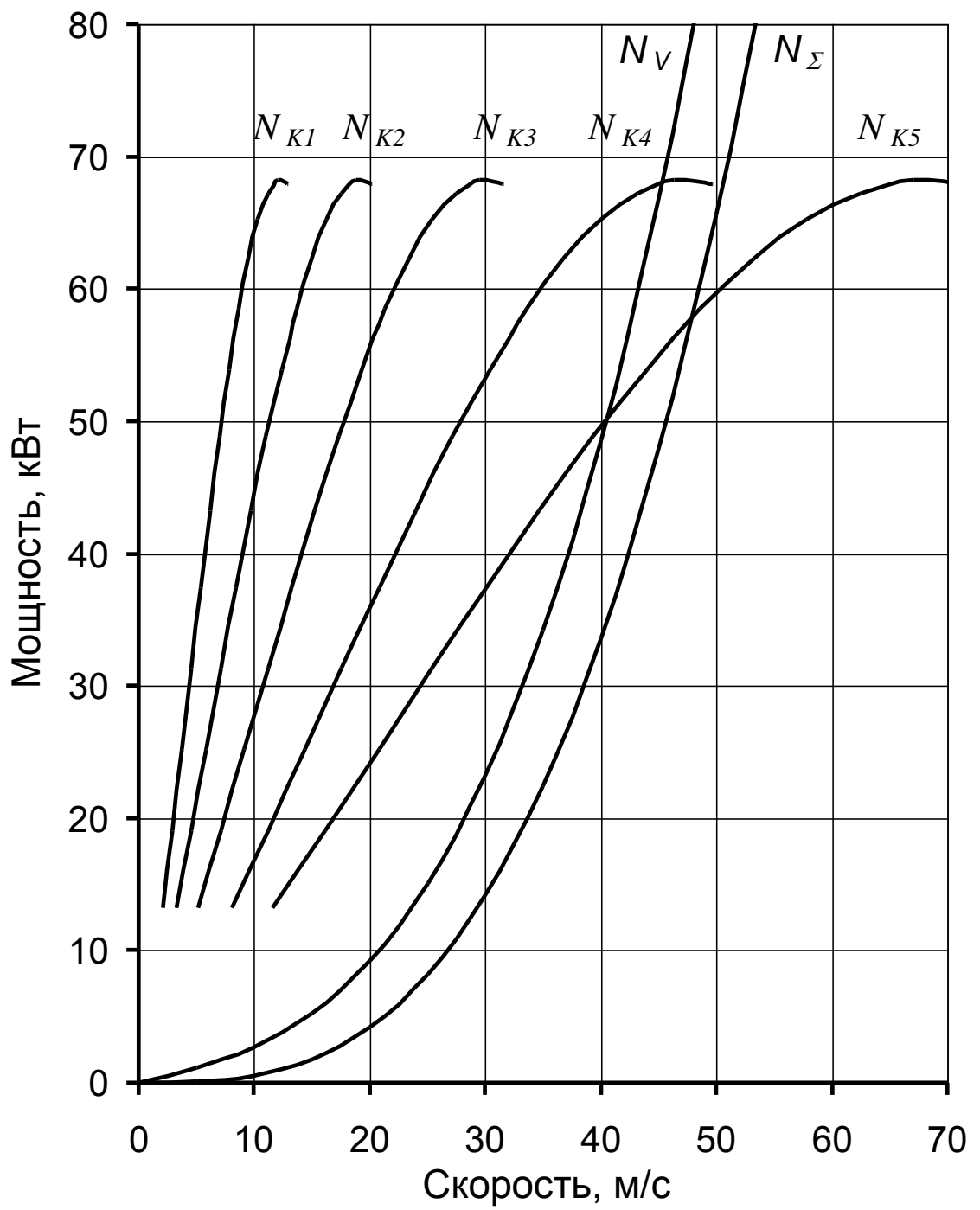


Рисунок А.7

Путевой расход топлива

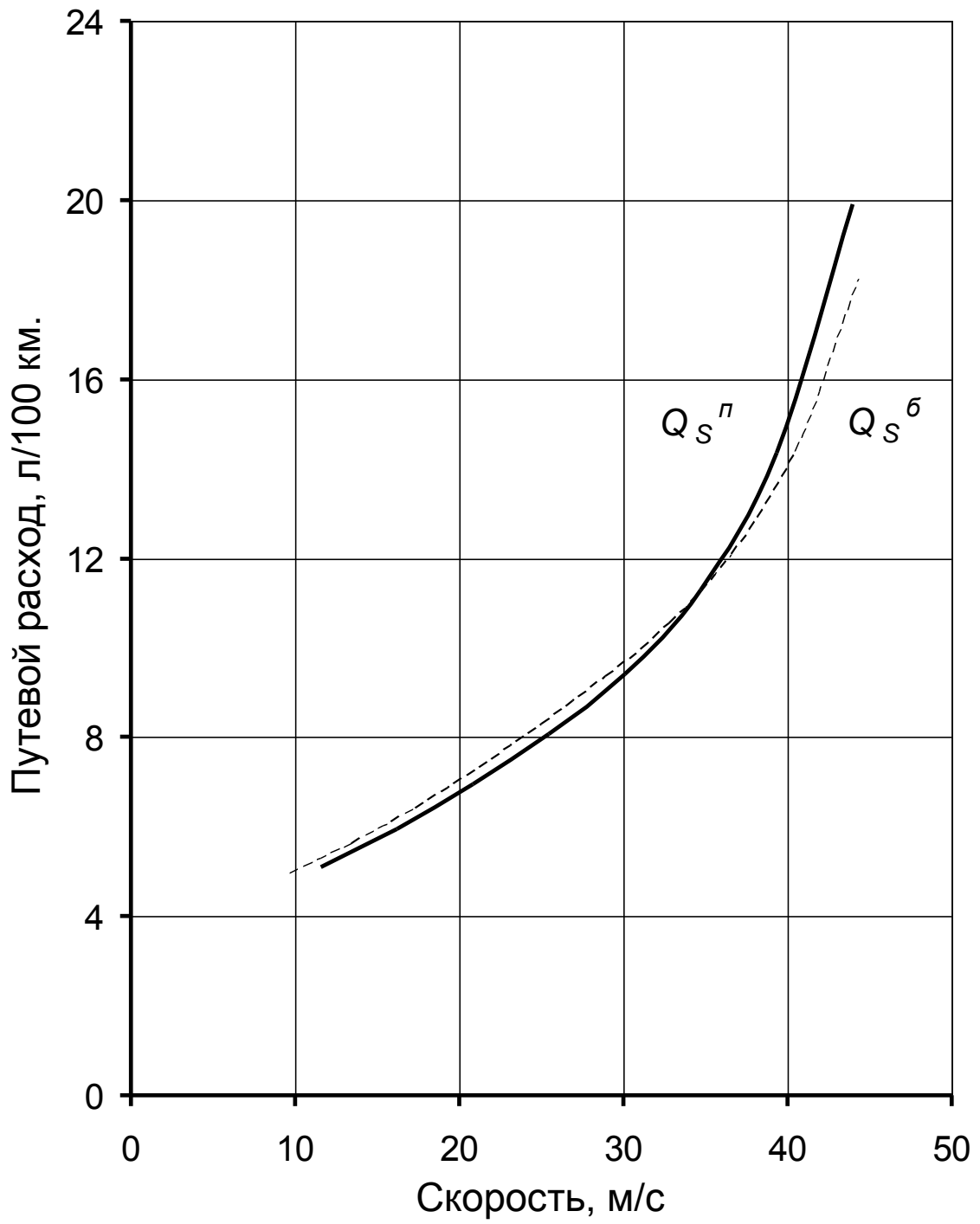


Рисунок А.8

Приложение Б - Спецификации

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №					<u>Документация</u>			
				16.ДП.01.005- 3538370	Вал вторичный в сборе			
					<u>Детали</u>			
		1		16.ДП.01.005 - 1701105	Вал ведомый	1		
		2		16.ДП.01.005-1701166	Кольцо упорное	1		
		3		16.ДП.01.005-170115210	Муфта синхронизатора	1		
		4		16.ДП.01.005-1701159	Шайба упорная	1		
		5		16.ДП.01.005-1701114	Муфта синхронизатора	1		
		6		16.ДП.01.005-1701127	Шестерня 2-ой передачи	1		
		7		16.ДП.01.005-1701110	Муфта синхронизатора.	1		
		8		16.ДП.01.005-1701112	Шестерня 1-ой передачи	1		
		9		16.ДП.01.005-2302017	Шестерня ведущего переднего моста	1		
		10		16.ДП.01.005-17001117	Кольцо стопорное	2		
		11		16.ДП.01.005-1701131	Шестерня 3-й передачи	1		
	12		16.ДП.01.005-1701164-10	Кольцо блокирующее синхронизатора	5			
	13		16.ДП.01.005-1701146	Шестерня 4-ой передачи	1			
	14		16.ДП.01.005-1701158	Шестерня 5-ой передачи	1			
	15		16.ДП.01.005-1701133	Втулка шестерни	1			
			16.ДП.01.005 - 3538370					
			Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Инв. № подл.	Разраб.	Вал вторичный в сборе				Лит.	Лист	Листов
	Пров.							1
	Т.контр.					ТГУ, ИМ, гр. АТ - 1101		
	Н.контр.							
Утв.	Формат А4							

Копировал

Формат А4

Рисунок Б.1- Спецификация вала вторичного в сборе

Инв. № подл.	Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	16.ДП.01.005 - 1700010	Лист			
						Лист	Лист	Листов	
Инв. № подл.	Разраб.	Вечканов О.Д.			Коробка передач		1	2	
	Пров.	Скутнев В.М.							
Инв. № подл.	Т.контр.				Коробка передач	ТГУ, ИМ,			
	Н.контр.	Егоров А.Г.				гр. АТ - 1101			
Инв. № подл.	Утв.	Бабровский А.В.			Коробка передач	Формат А4			
Подп. и дата						16.ДП.01.005 - 1700010			
Взам. инв. №						16.ДП.01.005 - 1700010			
Инв. № дубл.						16.ДП.01.005 - 1700010			
Подп. и дата						16.ДП.01.005 - 1700010			
Справ. №						16.ДП.01.005 - 1700010			
Перв. примен.						16.ДП.01.005 - 1700010			
						Копировал			
						Формат А4			

<i>Формат</i>	<i>Зона</i>	<i>Поз.</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Наименование</i>	<i>Кол.</i>	<i>Приме-чание</i>
				<i>Стандартные изделия</i>		
		10	16.ДП.01.005-1701244	Гайка	1	
		11	16.ДП.01.005-1701031-01	Подшипник	1	
		12	16.ДП.01.005-1701033	Подшипник	2	
<i>Инв. № подл.</i>	<i>Подп. и дата</i>	<i>Взам. инв. №</i>	<i>Инв. № дубл.</i>	<i>Подп. и дата</i>	<i>Инв. № подл.</i>	<i>Лист</i>
						2

Подп. и дата

Взам. инв. № *Инв. № дубл.*

Подп. и дата

Инв. № подл.

16.ДП.01.005 - 1700010

Изм. *Лист* *№ док.м.* *Подп.* *Дата*

Копировал

Формат А4

нок Б.2- Спецификация коробки передач в сборе

Рису